

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zkušební zařízení šnekových převodovek

Testing Rig for Worm Gearboxes

Student:

Bc. Patrik Sniehotta

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Patrik Sniehotta**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Zkušební zařízení šnekových převodovek
Testing Rig for Worm Gearboxes**

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete zkušební zařízení řady šnekových převodovek MKT typu 63, 75 a 90 IOS Znojmo:

1. Převodový poměr $i = 40$.

Pisemná část práce bude obsahovat cca 60 stran textu mimo přílohy. Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOLEK, A. A KOL.: *Části stroju 1,2*. SNTL Praha 1990, ISBN 80-03-000426-7, 775 a 706 s..
DEJL, Z.: *Konstrukce stroju a zařízení I*, Montanex Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3, 225 s.
DRASTIK, F.: *Strojnické tabulky*, Montanex Ostrava, 1999, ISBN 80-85780-98-X, 722 s.
KŘÍŽ, R.: *Strojnické tabulky II. Pohony*, Montanex Ostrava, 1997, ISBN 80-85780-51-8, 213 s.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 80-248-0878-1, 2005, 72 s.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
Katalogy ložisek.
Firmní literatura.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́еднано, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́еднано, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Patrik Sniehotta

Adresa trvalého pobytu autora práce: Olšina dolní 11, 747 27 Kobeřice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SNIEHOTTA, P. *Zkušební zařízení šnekových převodovek: diplomová práce*. Ostrava: Katedra částí

a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 60 s., Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem zkušebního zařízení pro zkoušení šnekových převodovek společnosti TOS Znojmo řady MKT typu 63, 75 a 90. V úvodu je popsány provedení šnekových převodovek, popis převodovek řady MKT a princip jakým budou převodovky zkoušeny. Na začátku výpočtu jsou zkontrolovány rozměry výstupních hřídelů pro převodovky, podle rozměrů nábojů převodovek. Dále je pak spočítán průměr lana, pomocí kterého bude vytahováno závaží. Toto závaží slouží k vyvození kroutícího momentu na výstupní hřídeli převodovky. Poté jsou spočítány rozměry lanového bubnu a spojky pro lanové bubny. Nakonec je zkontrolována životnost ložisek a provedena statická a dynamická kontrola všech hřídelů.

ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

SNIEHOTTA, P. *Schneckengetriebeprüfvorrichtung: Diplomarbeit*. Ostrava: Katheder der Teile und Mechanismen der Maschinen, Fakultät für Maschinenbau VŠB-Technische Universität Ostrava, 2010, 60 s., Leiter der Arbeit: Havlík, J.

Die Diplomarbeit befasst sich mit dem Entwurf einer Vorrichtung für das Prüfen von Schneckengetrieben der Gesellschaft TOS Znojmo der Reihe MKT der Typen 63, 75 und 90. In der Einleitung sind die Ausführungen der Schneckengetrieben beschrieben, die Beschreibung der Getriebe der MKT Reihe und das Prinzip wie die Getriebe geprüft werden. Am Anfang der Berechnung werden die Abmessungen der Ausgangswellen für die Getriebe, anhand der Abmessungen der Naben der Getriebe. Weiter ist der Durchmesser des Seiles berechnet, mit welchem wird das Gewicht aufgezogen. Dieses Gewicht dient zur Erzeugung des Drehmoments an der Ausgangswelle des Getriebes. Weiter sind die Maße der Seilrolle und der Kupplung für Seilrollen. Am Ende wird die Lebensdauer der Lager kontrolliert und es wird eine statische und dynamische Kontrolle aller Wellen durchgeführt.

Přehled použitých jednotek	8
0 Úvod.....	10
1 Výpočet zkušebního zařízení	14
1.1 Kontrola výstupních hřídelů	14
1.1.1 Kontrola hřídele pro MKT 90 pro $i=40$ (Obr. 1.1).....	14
1.1.2 Kontrola hřídele pro MKT 75 pro $i=40$	15
1.1.3 Kontrola hřídele pro MKT 63 pro $i=40$	16
1.1.4 Výpočet η v převodovce MKT 90 pro $i=40$	16
1.1.5 Výpočet η v převodovce MKT 75 pro $i=40$	17
1.1.6 Výpočet η v převodovce MKT 63 pro $i=40$	17
1.1.7 Výpočet drážkování.....	18
1.2 Výpočet lana a lanového bubnu	18
1.2.1 Výpočet lana.....	18
1.2.2 Výpočet rozměrů bubnu	19
1.3 Výpočet spojky pro lanový buben.....	21
1.3.1 Maximální přenositelný kroutící moment spojkou M_{Tmax}	22
1.3.2 Maximální radiální zatížení spojky P_s	22
1.4 Výpočet závaží	23
1.4.1 Výpočet nosných čepů (Obr. 1.6).....	23
1.4.2 Výpočet nosných tyčí	24
1.4.3 Kontrola nosných čepů na otlačení.....	24
1.4.4 Výpočet hmotnosti závaží	24
1.4.5 Počet závaží.....	25
2 Kontrola součástí zkušebního zařízení.....	26
2.1 Kontrola ložisek.....	26
2.1.1 Výpočet sil působících na ložiska při přetěžování	26
2.1.2 Výpočet ložiska na straně koncového spínače	27
2.1.3 Výpočet ložiska na straně převodovky.....	30
2.2 Kontrola hřídelů.....	30
2.2.1 Výpočet maximálních sil působících na ložiska	30
2.2.2 Kontrola dutého hřídele.....	33
2.2.3 Kontrola hřídele lanového bubnu	42
2.2.4 Kontrola výstupních hřídelů převodovek	48

2.3	Kontrola momentové vzpěry převodovky	58
2.3.1	Výpočet sil působících na momentovou vzpěru.....	58
2.3.2	Výsledky.....	61
3	Závěr	63
4	Literatura.....	64

Přehled použitých jednotek

a	<i>nosná výška svaru</i>	$[mm]$
a_{SKF}	<i>součinitel teorie trvanlivosti ložiska podle SKF</i>	$[-]$
b, B	<i>šířka</i>	$[mm]$
d, D	<i>průměr</i>	$[mm]$
e	<i>výpočtový součinitel ložiska</i>	$[-]$
f_s	<i>provozní součinitel spojky</i>	$[-]$
g	<i>gravitační zrychlení</i>	$[m \cdot s^{-1}]$
i	<i>převodový poměr</i>	$[-]$
k	<i>součinitel bezpečnosti</i>	$[-]$
k_A	<i>součinitel přetížitelnosti</i>	$[-]$
l, L	<i>délka</i>	$[mm]$
m	<i>hmotnost</i>	$[kg]$
n	<i>otáčky</i>	$[\min^{-1}]$
p	<i>tlak</i>	$[MPa]$
p_D	<i>dovolený měrný tlak</i>	$[MPa]$
s	<i>tloušťka</i>	$[mm]$
s_0	<i>statická bezpečnost ložiska</i>	$[-]$
t	<i>hloubka drážky pro pero na hřídeli</i>	$[mm]$
t_1	<i>hloubka drážky pro pero v náboji</i>	$[mm]$
t_B	<i>rozteč drážek bubnu</i>	$[mm]$
y	<i>průhyb</i>	$[mm]$
z	<i>výška svaru</i>	$[mm]$
z_B	<i>počet závitů bubnu</i>	$[-]$
A	<i>vrubová citlivost</i>	$[-]$
C	<i>dynamická únosnost ložiska</i>	$[N]$
C_0	<i>statická únosnost ložiska</i>	$[N]$
F	<i>síla</i>	$[N]$
G	<i>tíha</i>	$[N]$
H	<i>výška zdvih u závaží</i>	$[mm]$

L_{10h}	<i>základní trvanlivost ložiska (při 90% spolehlivosti) v hodinách</i>	$[mm]$
M_k	<i>kroutící moment</i>	$[Nm]$
M_o	<i>ohybový moment</i>	$[Nm]$
P	<i>ekvivalentní dynamické zatížení ložiska</i>	$[N]$
P_0	<i>ekvivalentní statické zatížení ložiska</i>	$[N]$
P_u	<i>mezní únavové zatížení ložiska</i>	$[N]$
S	<i>plocha</i>	$[mm^2]$
R	<i>rádus</i>	$[mm]$
Re	<i>mez kluzu</i>	$[MPa]$
W_k	<i>průřezový modul v krutu</i>	$[mm^3]$
W_o	<i>průřezový modul v ohybu</i>	$[mm^3]$
Y	<i>výpočtový součinitel ložiska</i>	$[-]$
α	<i>součinitel tvaru</i>	$[-]$
β	<i>vrubový součinitel</i>	$[-]$
χ	<i>počet cyklů lana</i>	$[hod^{-1}]$
ε	<i>součinitel velikosti</i>	$[-]$
η_c	<i>součinitel znečištění maziva ložiska</i>	$[-]$
η_p	<i>součinitel jakosti povrchu</i>	$[-]$
κ	<i>viskózní poměr</i>	$[-]$
σ	<i>napětí normální</i>	$[MPa]$
τ	<i>napětí tečné</i>	$[MPa]$
ν	<i>viskozita maziva</i>	$[mm^2 / s]$

Dolní indexy

63, 75, 90	<i>typ převodovky</i>
D	<i>dutý hřídel</i>
B	<i>lanový buben</i>
H	<i>výstupní hřídel převodovky</i>

0 Úvod

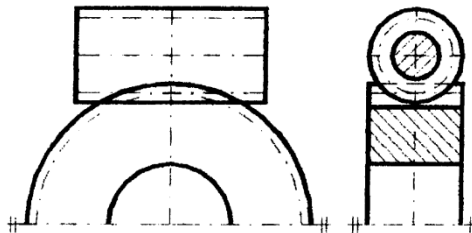
Šneková soukolí jsou určena pro přenos výkonu mezi mimoběžnými hřídeli. Úhel os mezi hřídeli bývá většinou 90° . V podstatě se jedná o speciální případ šroubového soukolí, kde počet zubů pastorku (šneku) poklesl na nízkou hodnotu. Většinou mívá pastorek počet zubů $z_1=1\div 5$. U silových převodů je možno dosáhnout převodového poměru přibližně 100, u kinematických je to pak 500. S rostoucím převodovým poměrem však klesá účinnost převodu.

Výhody šnekového soukolí jsou tichý a plynulý chod, vysoká zatížitelnost a možnost samosvornosti.

Nevýhodami pak je vlivem skluzu menší účinnost než u čelních kol (45 až 90%), čímž vzniká větší opotřebení a oteplení (s tím spojené oteplení oleje a skříně převodovky) převodu. Tím pádem je i životnost šnekových převodů relativně menší ve srovnání s čelními soukolími. Aby byly zajištěny dobré kluzné poměry, vyrábí se na věnce šnekových kol z barevných kovů.

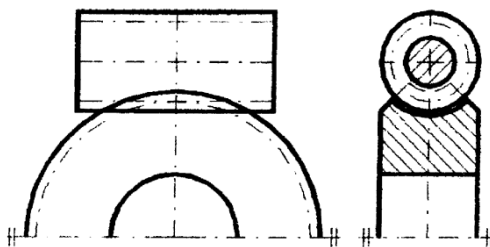
Podle tvaru hnacího šneku a hnaného šnekového kola dělíme šneková soukolí na:

- a) válcový šnek a válcové šnekové kolo (Obr. 0.1)



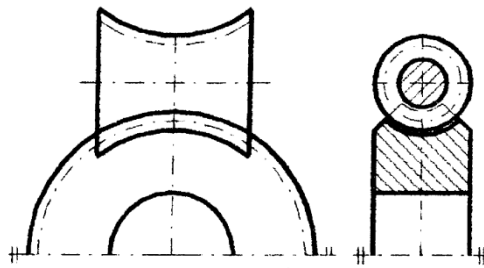
Obr. 0.1

- b) válcový šnek a globoidní šnekové kolo (nejčastěji používáno), (Obr. 0.2)



Obr. 0.2

c) globoidní šnek a globoidní šnekové kolo (Obr. 0.3)



Obr. 0.3

Rozlišujeme tyto typy provedení šneků:

- a) Obecný šnek (ZN1, ZN2) – přímkový lichoběžníkový profil zubu v normálním řezu (zubové mezery u ZN2), v čelním řezu vede k obecné evolventě a v osové řezu k mírně vypuklým bokům zubů.
- b) Evolventní šnek (ZI) - přímkový lichoběžníkový profil zubu v rovině tečné k základnímu válci, v čelní rovině řezu vede k evolventnímu a v osové a normální rovině řezu k vypuklému tvaru bokům zubů.
- c) Spirální šnek (ZA) - přímkový lichoběžníkový profil zubu v osové rovině řezu, v čelní rovině řezu vede k Archimédově spirále a v normální rovině řezu k mírně vypouklým bokům zubů.
- d) Typ ZK1, ZK2 – profil je kuželovou plochou broušenou kotoučovým nástrojem (u ZK2 stopkovým nástrojem))
- e) Typ ZH – s konkávním profilem zubů

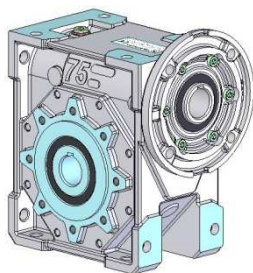
Převodovky řady MKT

U převodovek společnosti TOS Znojmo řady MKT je použito koncepce blokové skříně ze slitin hliníku. Hlavním znaky tohoto provedení je univerzálnost provedení s vysokou tuhostí a nízkou hmotností.

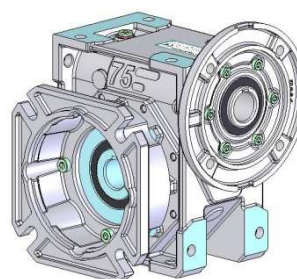
U této řady převodovek je použit evolventní typ šneku ZI. Šnek je broušený, vyrobený z cementované a kalené oceli. Šnekové kolo je vyrobeno z bronz. Převodovky mohou být vyrobeny i v nerezovém provedení.

Řada převodovek MKT se vyrábí ve třech velikostech (63, 75, 90). Pro každou velikost je pak možno si vybrat z dvanácti různých převodových poměrů (od 7,5 až po 100).

Převodovky MKT mají na vstupu dutou hřídel pro připojení motoru. Stejně tak na výstupní hřídel je dutý, do kterého se zasunuje hřídel poháněného zařízení. Základní provedení převodovky je malou přírubou FT (Obr. 0.4). Na tuto přírubu je možno připevnit adaptér příruby FF (Obr. 0.5).



Obr. 0.4 – Příruba FT



Obr. 0.5 – Příruba FF

K převodovkám je možno připojit IEC motory pěti velikostí (Tab. 0.1). Stejně tak motorové příruby se dodávají k převodovkám v pěti velikostech (Tab. 0.2).

Tab. 0.1 – Tabulka velikostí použitelných IEC motorů

Velikost	MKT 63	MKT 75	MKT 90
71	-	-	
80	-	-	-
90	-	-	-
100		-	-
112		-	-

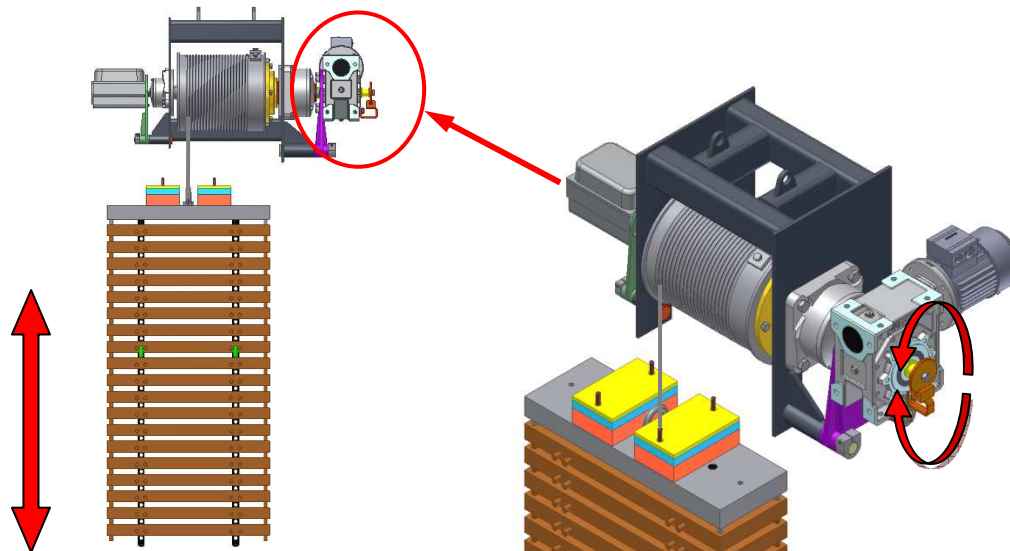
Tab. 0.2 – Tabulka velikosti motorových přírub

Velikost	MKT 63	MKT 75	MKT 90
F100	-		
F115	-	-	-
F130	-	-	-
F165	-	-	-
F215		-	-

Princip zkoušení

Zkoušení převodovky by mělo probíhat tak, že převodovka, která je umístěná spolu s elektromotorem pod střešou haly, pomocí lanového bubnu opakovaně vytahuje nahoru a

následně spouští závaží (Obr. 0.6). Zařízení je navrženo tak, aby ho bylo možno použít pro všechny tři velikosti převodovek MKT. Zkouška probíhá na předepsaný počet cyklů vytažení a spuštění závaží. Po ukončení zkušební cyklu dojde ke kontrole zkoušené převodovky a ke zjištění případných poškození.



Obr. 0.6 – Průběh zkušebního cyklu

Zátěžný kroutící moment, který působí na výstupu z převodovky, nemění během zkoušky smysl působení. Kroutící moment působící na převodovku se pak měří pomocí tenzometru umístěného na výstupní hřídeli z převodovky. Velikost kroutícího momentu působícího na převodovku se ovlivňuje změnou hmotnosti závaží.

Pohyb závaží je řízen pomocí digitálního snímače polohy (Obr. 0.7), který přepíná smysl otáčení motoru. Díky němu je možno libovolně nastavit bod změny otáčení motoru, čímž se dá vytvořit libovolný průběh zatížení. V případě poškození snímače polohy je zařízení opatřeno koncovým spínačem (Obr. 0.8). Při pohybu závaží dolů, je toto závaží brzděno pomocí odporového, či rekuperačního brzdění elektromotorem. Elektromotor je opatřen brzdou, která se v případě přerušení dodávky elektrické energie sepne a zastaví celé zařízení, aby nešlo k pádu závaží.



Obr. 0.7 – Snímač polohy



Obr. 0.8 – Koncový spínač

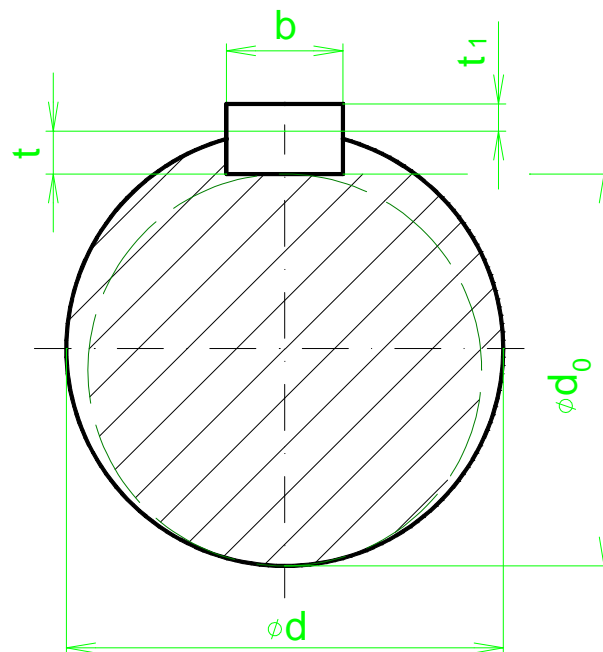
1 Výpočet zkušebního zařízení

V této kapitole počítám základní rozměry celého zařízení.

1.1 Kontrola výstupních hřídelů

V této části kontroluji rozměry hřídelů podle rozměrů děr dutých výstupních hřídelů převodovek.

1.1.1 Kontrola hřídele pro MKT 90 pro $i=40$ (Obr. 1.1)



Obr. 1.1 – Řez hřídele

Dáno: - průměr výstupního hřídele z převodovky $d=35\text{mm}$
- pero 10e7x8 ($t=4,7\text{mm}$ $t_1=3,3\text{mm}$)

Průměr hřídele bez drážky pro pero

$$d_0 = d - t = 35 - 4,7 = 30,3\text{mm} \quad (1.1)$$

Max. zadaný krouticí moment na výstupu z převodovky MKT 90 pro $i=40$

$$M_{k90}=511\text{Nm}$$

Volím: - materiál výstupního hřídele převodovky MKT 90, 14 160.7 Re=883MPa dle [9] str. 58

$$\tau = \frac{M_{k90}}{W_{k90}} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{k_{90s}} \quad (1.2)$$

$$k_{90s} = \frac{0,577 \cdot \text{Re} \cdot W_{k90}}{M_{k90}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot \text{Re} \cdot d_0^3}{16 \cdot M_{k90}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 883 \cdot 30,3^3}{16 \cdot 511000} = 5,44$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

1.1.2 Kontrola hřídele pro MKT 75 pro $i=40$

Dáno: - průměr výstupního hřídele z převodovky $d=28\text{mm}$

- pero 8e7x7 ($t=4,1\text{mm}$ $t_1=2,9\text{mm}$)

Průměr hřídele bez drážky pro pero

$$d_0 = d - t = 28 - 4,1 = 23,9 \text{ mm} \quad (1.3)$$

Max. krouticí moment na výstupu z převodovky MKT 75 pro $i=40$

$$M_{k75}=282\text{Nm}$$

Volím: - materiál výstupního hřídele převodovky MKT 75, 14 160.7 Re=883MPa dle [9] str. 58

$$\tau = \frac{M_{k75}}{W_{k75}} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{k_{75s}} \quad (1.4)$$

$$k_{75s} = \frac{0,577 \cdot \text{Re} \cdot W_{k75}}{M_{k75}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot \text{Re} \cdot d_0^3}{16 \cdot M_{k75}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 883 \cdot 23,9^3}{16 \cdot 282000} = 4,84$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

1.1.3 Kontrola hřídele pro MKT 63 pro i=40

Dáno: - průměr výstupního hřídele z převodovky $d=25\text{mm}$

- pero 8e7x7 ($t=4,1\text{mm}$ $t_1=2,9\text{mm}$)

Průměr hřídele bez drážky pro pero

$$d_0 = d - t = 25 - 4,1 = 20,9\text{mm} \quad (1.5)$$

Max. krouticí moment na výstupu z převodovky MKT 63 pro $i=40$

$M_{k2}=171\text{Nm}$

Volím: - materiál výstupního hřídele převodovky MKT 63, 14 160.7 Re=883MPa dle [9] str. 58

$$\tau = \frac{M_{k63}}{W_{k63}} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{k_{63s}} \quad (1.6)$$

$$k_{63s} = \frac{0,577 \cdot \text{Re} \cdot W_{k63}}{M_{k63}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot \text{Re} \cdot d_0^3}{16 \cdot M_{k63}} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot 883 \cdot 20,9^3}{16 \cdot 171000} = 5,34$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

1.1.4 Výpočet per v převodovce MKT 90 pro i=40

Volím: - délku pera (10e7x8) $l=125\text{mm}$

- dovolený měrný tlak dle [2] str. 80 $p_D = 120\text{MPa}$

Účinná délka pera l'

$$l' = l - b = 125 - 10 = 115\text{mm} \quad (1.7)$$

Bezpečnost pera k_{sp}

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M_{k90} \cdot k_{90sp}}{\left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'} \leq p_D \quad (1.8)$$

$$k_{90sp} = \frac{p_D \cdot \left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'}{M_{k90}} = \frac{120 \cdot \left(\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}\right) \cdot 3,3 \cdot 115}{511000} = 1,71$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

1.1.5 Výpočet per v převodovce MKT 75 pro i=40

Volím: - délku pera (8e7x7) l=100mm

Účinná délka pera l'

$$l' = l - b = 100 - 8 = 92 \text{ mm} \quad (1.9)$$

Bezpečnost pera k_{sp}

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M_{k75} \cdot k_{75sp}}{\left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'} \leq p_D \quad (1.10)$$

$$k_{75sp} = \frac{p_D \cdot \left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'}{M_{k75}} = \frac{120 \cdot \left(\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}\right) \cdot 2,9 \cdot 92}{282000} = 1,75$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

1.1.6 Výpočet per v převodovce MKT 63 pro i=40

Volím: - délku pera (8e7x7) l=90mm

Účinná délka pera l'

$$l' = l - b = 90 - 8 = 82 \text{ mm} \quad (1.11)$$

Bezpečnost pera k_{sp}

$$p = \frac{F}{S} = \frac{M_{k63} \cdot k_{63sp}}{\left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'} \leq p_D \quad (1.12)$$

$$k_{63sp} = \frac{p \cdot \left(\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}\right) \cdot t_1 \cdot l'}{M_{k63}} = \frac{120 \cdot \left(\frac{25}{2} + \frac{2,9}{2}\right) \cdot 2,9 \cdot 82}{171000} = 2,32$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Volím: - Vzhledem k tomu, že dovolený měrný tlak zahrnuje již jistou bezpečnost, volím součinitel bezpečnosti k_A pro další výpočet 2,1.

1.1.7 Výpočet drážkování

Volím: - rovnoboké drážkování ISO 14 - 8x36f7x40

- $p_D = 100$ MPa dle str. 82

minimální délka drážkování l_d

$$l_D \geq \frac{4 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{(D + d) \cdot \left(\frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \right) \cdot p_D} \quad (1.13)$$

$$l_D \geq \frac{4 \cdot 511000 \cdot 2,1}{(40 + 36) \cdot \left(\frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left(\frac{40 - 36}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) \right) \cdot 100} = 67,24 \text{ mm}$$

Volím: - délku drážkování $l_D = 90$ mm

1.2 Výpočet lana a lanového bubnu

V této kapitole zjišťuji potřebný průměr lana. Dále počítám rozměry lanového bubnu (počet závitů, délku bubnu a tloušťky stěn bubnu).

1.2.1 Výpočet lana

Volím: - skupinu jeřábů III [7] str. 32

- bezpečnost lana dle [7] str.72 $k_l = 9$ pro

- jmenovitá pevnost drátů lana $\sigma_p = 1770 \text{ N/mm}^2 = 1770 \text{ MPa}$ (180 kp/mm^2)

- počet cyklů za hodinu $\chi = \text{nad } 60 \text{ hod}^{-1}$

- průměr lanového bubnu dle [7] str. 106 $d_B = 280 \text{ mm}$

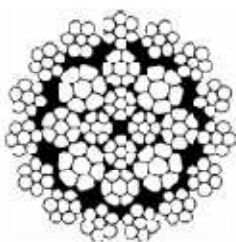
Minimální požadovaná síla pro přetržení lana

$$F_{l \min} = \frac{2 \cdot M_{k90} \cdot k_l}{d_B} = \frac{2 \cdot 511000 \cdot 9}{280} = 32\,850 \text{ N} \quad (1.14)$$

Volím: - lano průměru $d_l=7\text{mm}$ (Obr. 1.2), Lana Baránek s.r.o. Perfekt TK12G 3CY, EN 12 385-4, $\sigma_p=1770\text{ N/mm}^2$, minimální síla pro přetržení lana $34000\text{N} > F_{\text{limin}}=32850\text{N}$



LANA Baránek s.r.o.



PERFEKT TK12G

TK 12 (G)
Technical
Facts

TK 12 ordinary lay, TK 12 G Lang's lay
7 - 42 mm: 15 x 7 - EPIWRC
Grades: 1770 / 1960 / 2160 N/mm²
Number of wires in the outer strands: 105

Nominal Ø mm	Weight* kg/m	minimum breaking load kN		
		1770 N/mm ²	1960 N/mm ²	2160 N/mm ²
7,00	0,23	34,0	37,0	41,0
8,00	0,31	44,0	49,0	55,0
9,00	0,37	55,0	61,0	66,0
10,00	0,45	68,0	76,0	81,0

Obr. 1.2 – Výtah z katalogu lan

1.2.2 Výpočet rozměrů bubnu

Volím: - součinitel $\alpha=22$ dle [7] str. 105

Minimální průměr bubnu d_{Bmin}

$$d_{\text{Bmin}} = d_l \cdot \alpha = 7 \cdot 22 = 154 \text{ mm} \leq d_B = 280 \text{ mm} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.15)$$

Počet závitů bubnu z_B

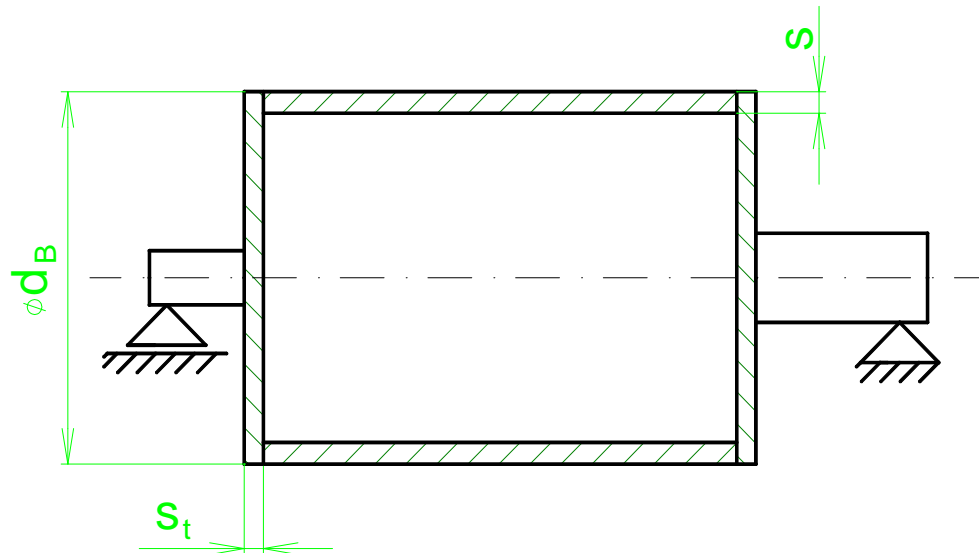
Volím: -výška zdvihu $H=16\text{m}$

$$z_B = \frac{H}{\pi \cdot d_B} + (2 \div 3) = \frac{16000}{\pi \cdot 280} + (2 \div 3) = 21 \text{ závitů} \quad (1.16)$$

Délka bubnu l_b

Volím: - rozteč drážek bubnu $t_B=10,5\text{mm}$ dle str.106

$$l_B = z_B \cdot t_B = 21 \cdot 10,5 = 220,5\text{mm} \quad (1.17)$$

Výpočet tloušťek stěn s bubnu (dle [7] str.107) (Obr. 1.3)

Obr. 1.3 – Schéma lanového bubnu

Volím: - bezpečnost bubnu $k_B=2,5$ dle [7] str. 108

- mat. bubnu 11 523 ([4] str. 223) $R_e=284\text{ MPa}$

maximální tlakové napětí σ_d

$$\sigma_d = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{d_B \cdot s \cdot t_B} \quad (1.18)$$

maximální ohybové napětí σ_o

$$\sigma_o = 0,96 \cdot \frac{2 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{d_B} \sqrt[4]{\frac{1}{d_B^2 \cdot t_B^6}} \quad (1.19)$$

výsledné napětí

$$\sigma_d + \sigma_o \leq \sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_B} \quad (1.20)$$

Minimální tloušťka stěny bubnu

$$s \geq \frac{1}{\left(\frac{Re}{k_B} - 0,96 \cdot \frac{2 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{d_B} \sqrt[4]{\frac{1}{d_B^2 \cdot t_B^6}} \right) \cdot \frac{d_B \cdot t_B}{M_{k90} \cdot k_A}} \quad (1.21)$$

$$s \geq \frac{1}{\left(\frac{284}{2,5} - 0,96 \cdot \frac{2 \cdot 511000 \cdot 2,1}{280} \sqrt[4]{\frac{1}{280^2 \cdot 10,5^6}} \right) \cdot \frac{280 \cdot 10,5}{511000 \cdot 2,1}} = 3,62mm$$

Volím: - minimální tloušťku stěny bubnu $s=5$ mm

Výpočet tloušťek stěn čela bubnu s_t

Volím: - průměr díry v čele bubnu $d_h=35$ mm

- vodorovná složka síly od zátěže $F_h=90$ N(dle příloha 1)

$$\sigma_o = 1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d_n}{d_B} \right) \cdot \frac{F_h}{s_t^2} \leq \sigma = \frac{Re}{k_B} \quad (1.22)$$

$$s_t \geq \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{d_n}{d_B} \right) \cdot \frac{F_h \cdot k_B}{Re}}$$

$$s_t \geq \sqrt{1,44 \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{35}{280} \right) \cdot \frac{90 \cdot 2,5}{284}} = 1,02mm$$

Volím: - tloušťku stěn čela $s_t=12$ mm

1.3 Výpočet spojky pro lanový buben

V této kapitole počítám rozměry spojky pro lanový buben. Jedná se o válečkovou spojku určenou speciálně pro lanové bubny. Její výhodou je jednoduchá montáž s bubnem a rozebíratelnost (jsou spolu spojeny pomocí šesti šroubů a dvou příložek). Spojka umožňuje kompenzaci axiálního posuvu a naklopení bubnu.

Výpočet dle[14] str.2

Volím: - přírubová spojka pro lanové bubny Stromag AR160/J (Obr. 1.4)

- provozní součinitel $f_s=2$

GIUNTO AR...J	COUPLING AR...J	140	160	180	200	220	240	260	280	310	340	400	420	450	530	580	600	670	730
Foro d in mm sgrossato massimo	Bore d mm pilot max.	30	30	30	50	50	60	60	60	70	70	90	90	100	100	120	120	140	140
Massa kg	Mass kg	10	12	20	24	28	32	40	55	72	94	130	160	200	300	370	415	600	700
Coppia nom. daNm	Max. torque daNm	250	400	780	1350	1600	1850	2200	3200	4000	5100	7700	9200	13000	19000	27200	42500	54000	75000
Carico radiale daN	Radial load daN	120	1400	800	2500	3100	3700	4200	5200	6300	7950	11250	12300	14500	20200	22200	26000	32300	39000

Secondo normativa / According to / Selon normes DIN 15020	1Bm	1am	2m	3m	4m	5m				
Secondo normativa / According to / Selon normes FEM	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
Fattore di servizio / Service factor / Facteur de service "fs"	1.12	1.25	1.4	1.6	1.8	2	2.25	2.5	2.75	3

Obr. 1.4 – Výťah z katalogu spojky

Dáno: - výkon motoru na vstupu do převodovky $P_{90}=1,76\text{kW}$ pro MKT 90 a převod $i=40$
 - otáčky motoru $n_M=900\text{ ot/min}$

1.3.1 Maximální přenositelný kroutící moment spojkou $M_{T\max}$

$$M_{T\max} = \frac{P_{90} \cdot k_{sA}}{n_B} \cdot f_s \cdot 955 = \frac{P_{90} \cdot k_A \cdot i}{n_M} \cdot f_s \cdot 955 \quad (1.23)$$

$$M_{T\max} = \frac{1,76 \cdot 2,1 \cdot 40}{900} \cdot 2 \cdot 955 = 313,7 \text{ daNm} < 400 \text{ daNm}$$

vyhovuje

n_B – otáčky bubnu

1.3.2 Maximální radiální zatížení spojky P_s

Dáno: - tíhová síla od bubnu (dle Autodesk Inventor) $G_B=225\text{N}$

Síla v laně F_z

Pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ ot/min}$

$$F_z = \frac{2 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{d_B} = \frac{2 \cdot 511000 \cdot 2,1}{280} = 7665 \text{ N} \quad (1.24)$$

radiální zatížení spojky P_s

$$P_s = F_z + \frac{G_B}{2} = 7665 + \frac{225}{2} = 7777,5 \text{ N} = 777,75 \text{ daN} < 1400 \text{ daN} \quad (1.25)$$

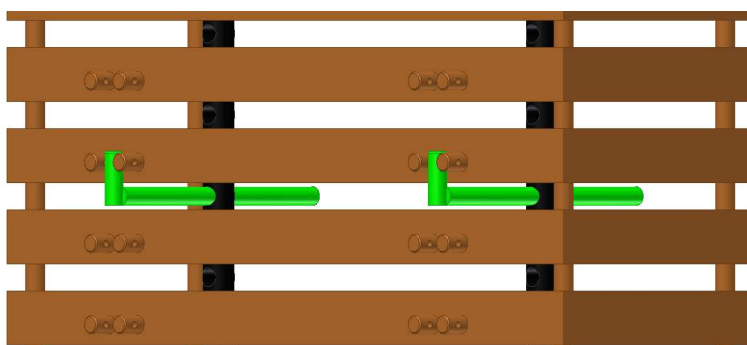
vyhovuje

1.4 Výpočet závaží

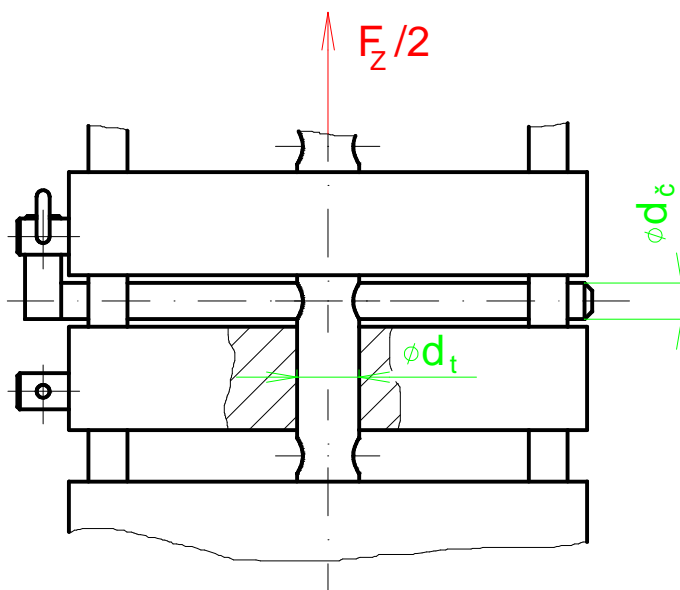
V té kapitole počítám hmotnosti jednotlivých závaží pro vyvození kroutícího momentu na výstupní hřídel převodovky. Dále počítám rozměry nosných tyčí a čepů, na který visí jednotlivá závaží.

1.4.1 Výpočet nosných čepů (Obr. 1.6)

Výpočet dle [2] str. 85



Obr. 9 – Uchycení závaží



Obr. 1.6 – Schéma uchycení závaží

Dáno: - maximální síla v laně $F_z=7665\text{N}$

Volím: - koeficient bezpečnosti čepu $k_\epsilon=2,5$

- dovolení napětí $\tau_{DS}=40\text{MPa}$ (pro mat 11 500, dle [2] str. 88)

$$\tau = \frac{F_z \cdot k_\epsilon}{4 \cdot S} = \frac{F_z \cdot k_\epsilon}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d_\epsilon^2}{4}} \leq \tau_{DS} \quad (1.26)$$

$$d_\epsilon = \sqrt{\frac{F_z \cdot k_\epsilon}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{7665 \cdot 2,5}{\pi \cdot 40}} = 12,34\text{mm}$$

Volím: - průměr nosných čepů $d_\epsilon=14\text{mm}$

1.4.2 Výpočet nosných tyčí

Volím: - materiálno nosných tyčí 11 600, $Re=284$ (dle [4] str. 224)

$$\sigma_t = \frac{F_z}{2 \cdot S} = \frac{F_z}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_t^2}{4} - d_t \cdot d_\epsilon \right)} \leq \sigma_{Dt} = \frac{Re}{k_\epsilon} \quad (1.27)$$

$$d_t \geq \frac{2 \cdot \left(d_\epsilon \pm \sqrt{d_\epsilon^2 + \frac{\pi \cdot F_z \cdot k_\epsilon}{2 \cdot Re}} \right)}{\pi} = \frac{2 \cdot \left(14 \pm \sqrt{14^2 + \frac{\pi \cdot 7665 \cdot 2,5}{2 \cdot 284}} \right)}{\pi} = 19,97\text{mm}$$

Volím: - průměr nosných tyčí $d_t=24\text{mm}$

1.4.3 Kontrola nosných čepů na otláčení

Volím: - dovolený měrný tlak $p_D=60\text{MPa}$ (dle [2] str. 83)

$$p = \frac{F_z}{2 \cdot d_t \cdot d_\epsilon} = \frac{7665}{2 \cdot 24 \cdot 14} = 11,4\text{MPa} \leq p_D \text{ vyhovuje} \quad (1.28)$$

1.4.4 Výpočet hmotnosti závaží

Hmotnost závaží vyvozující 50Nm na výstupním hřídeli převodovky

$$m_{z50} = \frac{M_{K50}}{\frac{d_B}{2} \cdot g} = \frac{50000}{\frac{280}{2} \cdot 9,81} = 36,41\text{ kg} \quad (1.29)$$

Tab. 1.3 – Tabulka hmotnosti závaží

Vyvozený moment [Nm]	Hmotnost závaží [kg]
2,5	1,82
5	3,641
10	7,281
50	36,41
75	54,615

1.4.5 Počet závaží

Počet závaží volím tak, aby bylo možno vyvinout na výstupní hřídel převodovky dvojnásobek max. zadaného kroutícího momentu (tedy 1022 Nm). Následná bezpečnost by pak byla 1,05 proti koeficientu přetížení 2,1 proti max. zadanému kroutícímu momentu, se kterým počítám při výpočtu všech součástí. Avšak všechny součásti mají bezpečnost i proti koeficientu přetížení 2,1 a zařízení bude v tomto režimu používáno jen velmi výjimečně. Díky tomu je zde možnost jít na tak vysoké hodnoty zatížení.

Zařízení jsem navrhl tak, aby na zařízení bylo možno nastavit požadovaný moment s přesností na 2,5 Nm. Deska, ke které je připevněno lano, a na kterou se upevňují všechna ostatní závaží, vyvozuje na výstupní hřídel převodovky 75 Nm.

Tab. 1.4 – Tabulka počtu závaží

Vyvozený moment [Nm]	Počet potřebných závaží
2,5	3
5	2
10	4
50	18
75	1

2 Kontrola součástí zkušebního zařízení

V této kapitole kontroluji mnou navržené jednotlivé součásti zkušebního zařízení.

2.1 Kontrola ložisek

Ložiska zkušebního zařízení kontroluji pro případ, kdy by zařízení bylo provozováno s přetížením proti max. zadanému krouticímu momentu (max. výkonu).

Volím: - minimální trvanlivost ložisek $L_{10h} = 30\,000\,h$

2.1.1 Výpočet sil působících na ložiska při přetěžování

Životnost ložisek počítám při maximálním zadaném krouticím momentu a při maximálním přenášeném výkonu, který převodovka bude přenášet. Pro případ přetěžování zkoušených převodovek počítám s koeficientem bezpečnosti $k_A=2,1$.

Z důvodu, že se působíště síly v laně při namotávání a odmotávání mění, předpokládám pro výpočet, že síla v laně a tíhová síla od bubnu působí v polovině vzdálenosti mezi oběma ložisky. Počítám tedy s průměrnými hodnotami sil působících na ložiska. Radiální síla působící na jedno ložisko pak bude polovina součtu těchto dvou sil. Axiální sílu pro výpočet životnosti ložiska uvažuji maximální jaká může nastat (z důvodu, že axiální síla bude v poměru s radiální velmi malá).

Tíhová síla od bubnu G_B

Dáno: - hmotnost bubnu $m_B=22,74\text{kg}$ (dle Autodesk Inventor)
 - hmotnost dutého hřídele $m_H=4,78\text{kg}$ (dle Autodesk Inventor)
 - hmotnost spojky $m_S=12\text{ kg}$ ([14])

$$G_B = (m_B + m_H + m_S) \cdot g = (22,74 + 4,78 + 12) \cdot 9,81 = 387,7\text{N} \quad (2.1)$$

Síla v laně F_z

Dáno: - síla v laně $F_z=7665\text{N}$ pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

Pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

$$F_z = \frac{2 \cdot M_{k90}^I \cdot k_A}{d_B} = \frac{2 \cdot 311000 \cdot 2,1}{280} = 4665\text{N} \quad (2.2)$$

Radiální síla

Pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

$$F_r = \frac{G_B + F_z}{2} = \frac{387,7 + 7665}{2} = 4027 \text{ N} \quad (2.3)$$

Pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

$$F_r = \frac{G_B + F_z}{2} = \frac{387,7 + 4665}{2} = 2526 \text{ N} \quad (2.4)$$

Axiální síla

Volím: - maximální úhel odklonu lana $\varphi_l=0,643^\circ$ (dle příloha 1)

Pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

$$F_a = F_z \cdot \operatorname{tg}(\varphi_l) = 7665 \cdot \operatorname{tg}(0,643) = 86 \text{ N} \quad (2.5)$$

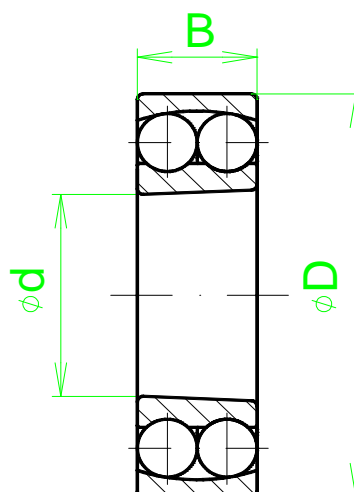
Pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

$$F_a = F_z \cdot \operatorname{tg}(\varphi_l) = 4665 \cdot \operatorname{tg}(0,643) = 52 \text{ N} \quad (2.6)$$

2.1.2 Výpočet ložiska na straně koncového spínače

Volím: - naklápěcí dvouřadé kuličkové ložisko SKF 2208 EKTN9

$d=40\text{mm}$
 $D=80\text{mm}$
 $B=23\text{mm}$
 $C=31\,900\text{N}$
 $C_0=10\,000\text{N}$
 $P_u=510\text{N}$
 $e=0,28$
 $Y_1=2,2$
 $Y_0=2,5$



Obr. 2.1 – Schéma ložiska

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení PPro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{86}{4027} = 0,021 < e = 0,28 \quad (2.8)$$

$$\Downarrow$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a = 4027 + 2,2 \cdot 86 = 4216 \text{ N} \quad (2.7)$$

Pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{52}{2526} = 0,021 < e = 0,28 \quad (2.10)$$

$$\Downarrow$$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a = 2526 + 2,2 \cdot 52 = 2640 \text{ N} \quad (2.9)$$

Trvanlivost ložiskaStřední průměr ložiska d_m

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (40 + 80) = 60 \text{ mm} \quad (2.11)$$

Pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

Otáčky ložiska

$$n_l = \frac{n_M}{i} = \frac{900}{40} = 22,5 \text{ ot/min} \quad (2.12)$$

Volím: - požadovaná viskozita $\nu_1=500 \text{ mm}^2/\text{s}$ (dle [11] str.60)- použité mazivo podle normy ISO VG 46 ($\nu=46 \text{ mm}^2/\text{s}$) (dle [11] str.59)- součinitel znečištění $\eta_c=0,5$ (dle [11] str.62)Viskózní poměr κ

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{46}{500} = 0,092 \quad (2.14)$$

$$\Rightarrow a_{SKF} = 0,1$$

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,5 \cdot \frac{510}{4216} = 0,06 \quad (2.13)$$

Trvanlivost ložiska pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot n_M} = 1 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{31900}{4216}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 22,5} = 32\,087 \text{ hod} > 30\,000 \text{ hod} \quad (2.15)$$

vyhovuje

Pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

otáčky ložiska

$$n_l = \frac{n_M}{i} = \frac{2800}{7,8} = 359 \text{ ot/min} \quad (2.16)$$

Volím: - požadovaná viskozita $\nu_1=100 \text{ mm}^2/\text{s}$ (dle [11] str.60)

Viskózní poměr κ

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{46}{100} = 0,46 \quad (2.18)$$

$$\Rightarrow a_{SKF} = 0,7$$

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,5 \cdot \frac{510}{2640} = 0,1 \quad (2.17)$$

Trvanlivost ložiska pro MKT 90, $i=7,8$ a $n_M=2800\text{ot/min}$

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot n_M} = 1 \cdot 0,7 \cdot \left(\frac{31900}{2640}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 359} = 57\,334 \text{ hod} > 30\,000 \text{ hod} \quad (2.19)$$

vyhovuje

Výpočet ekvivalentního statického zatížení P_0

Pro MKT 90, $i=40$ a $n_M=900\text{ot/min}$

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = 4216 + 2,5 \cdot 86 = 4431 \text{ N} \quad (2.20)$$

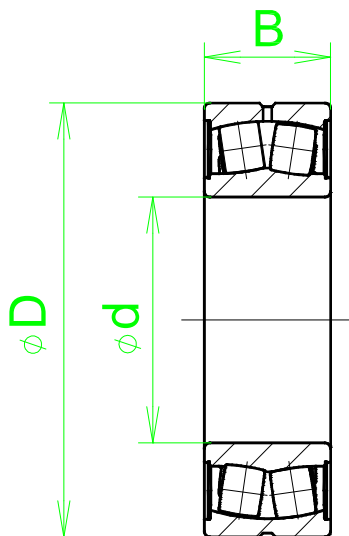
Statická bezpečnost ložiska

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{10000}{4431} = 2,25 \text{ vyhovuje} \quad (2.21)$$

2.1.3 Výpočet ložiska na straně převodovky

Volím: - naklápečí dvouřadé kuličkové ložisko SKF 22216 EK

$d=80\text{mm}$
 $D=140\text{mm}$
 $B=33\text{mm}$
 $C=236\,000\text{N}$
 $C_0=270\,000\text{N}$
 $P_u=29\,000\text{N}$
 $e=0,22$
 $Y_I=3$
 $Y_0=2,8$



Obr. 2.2 – Schéma ložiska

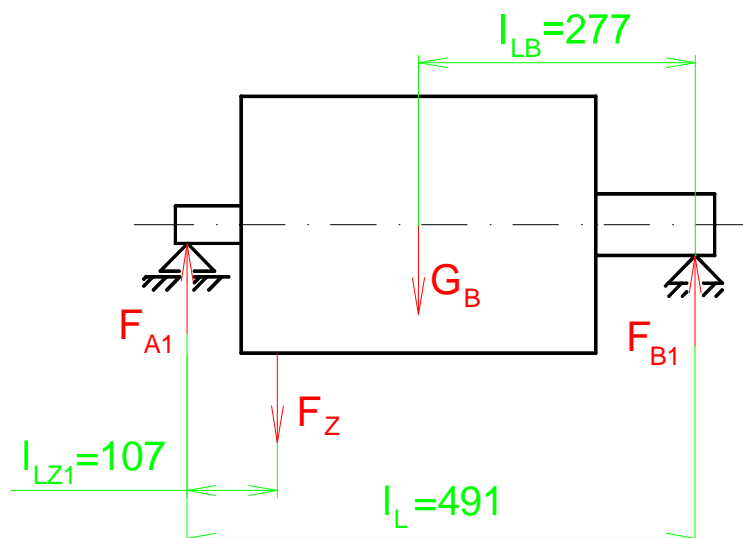
Vzhledem k tomu, že předpokládám, že na dané ložisko působí stejně velké síly jako na ložisko na straně koncového spínače, avšak hodnoty dynamické a statické únosnosti ložiska jsou zde výrazně větší než v předchozím případě, předpokládám, že životnost ložiska bude větší než v předchozím případě. Proto ho dále nepočítám

2.2 Kontrola hřídelů

V této části kontroluji jednotlivé hřídele, které se v zařízení vyskytují. Jedná se o dutý hřídel, hřídel na lanovém bubnu a výstupní hřídele z převodovky (pro jednotlivé typy převodovek).

2.2.1 Výpočet maximálních sil působících na ložiska

Protože vlivem namotávání a odmotávání lana se mění působíště síly v laně, vypočítávám síly pro oba krajní případy (lano je celé namotáno a lano je celé odmotáno), kdy jsou ložiska zatížena maximální silou. Pro výpočet sil uvažuji s případem kdy je převodovka MKT 90 s převodovým poměrem $i=40$ zatěžována 2,1 násobkem výrobcem dovoleného maximálního kroutícího momentu (koeficient přetížitelnosti $k_A=2,1$).

Závaží je v nejvyšší poloze (lano je kompletně namotáno) (Obr. 2.3)

Obr. 2.3 – Rozložení sil na bubnu (lano namotáno)

Suma momentů k podpoře **B**

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$-F_{A1} \cdot l_L + F_z \cdot (l_L - l_{LZ1}) + G_B \cdot l_{LB} = 0 \quad (2.22)$$

$$F_{A1} = \frac{F_z \cdot (l_L - l_{LZ1}) + G_B \cdot l_{LB}}{l_L} = \frac{7665 \cdot (491 - 107) + 387,7 \cdot 277}{491} = 6213 \text{ N}$$

Suma sil v ose **y**

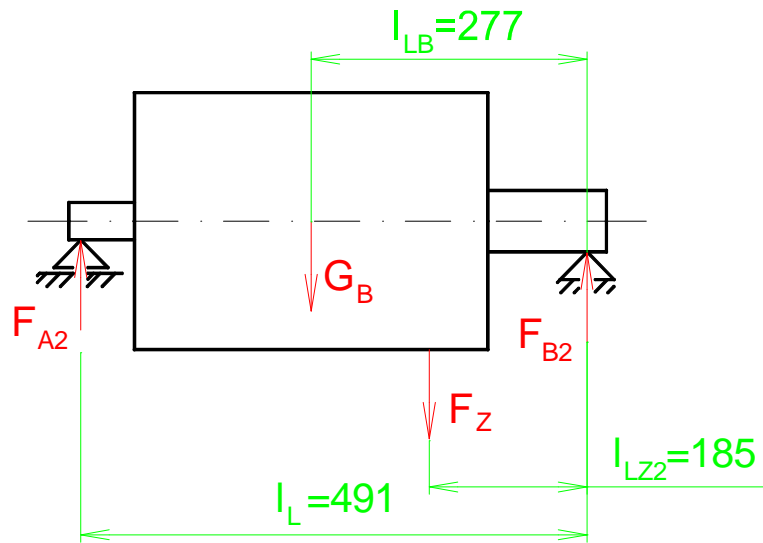
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$-F_{A1} + F_z + G_B - F_{B1} = 0 \quad (2.23)$$

$$F_{B1} = F_z + G_B - F_{A1} = 7665 + 387,7 - 6213 = 1839,7 \text{ N}$$

Závaží je v nejnižší poloze (lano je kompletně odmotáno) (Obr. 2.4)

Vliv axiální síly F_a zanedbávám.



Obr. 2.4 – Rozložení sil na bubnu (lano odmotáno)

Suma momentů k podpoře A

$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{B2} \cdot l_L - F_z \cdot (l_L - l_{LZ2}) - G_B \cdot (l_L - l_{LB}) = 0 \quad (2.24)$$

$$F_{B2} = \frac{F_z \cdot (l_L - l_{LZ2}) + G_B \cdot (l_L - l_{LB})}{l_L}$$

$$F_{B2} = \frac{7665 \cdot (491 - 185) + 387,7 \cdot (491 - 277)}{491} = 4945 \text{ N}$$

Suma sil v ose y

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$-F_{A2} + F_z + G_B - F_{B2} = 0 \quad (2.25)$$

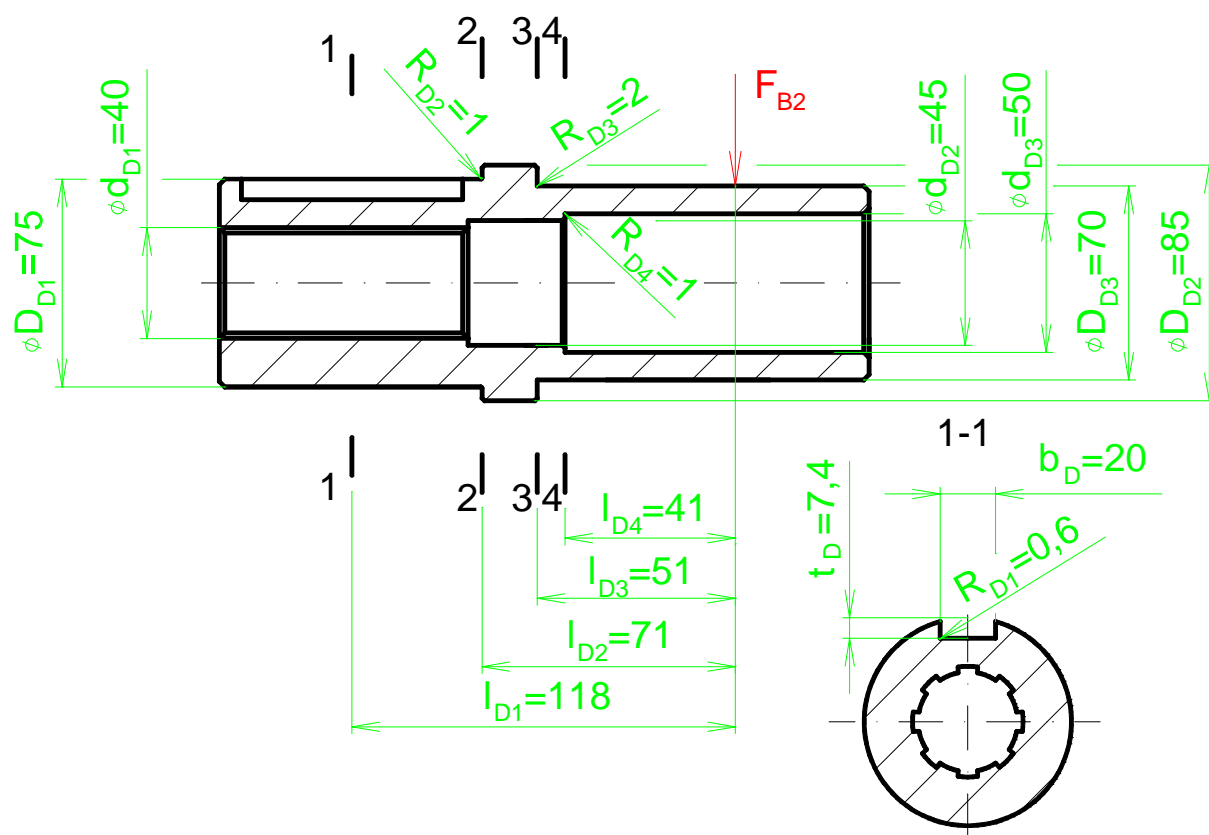
$$F_{A2} = F_z + G_B - F_{B2} = 7665 + 387,7 - 4945 = 3107,7 \text{ N}$$

2.2.2 Kontrola dutého hřídele

Dutý hřídel přenáší krouticí moment z výstupního hřídele převodovky na spojku. Díky němu je také možno jednoduše měnit převodovky včetně jejich výstupních hřídelů. Dále zachycuje ohybový moment působící od lanového bubnu a přenáší ho dál na soudečkové ložisko SKF 22216 EK, které je s hřídelem spojeno pomocí upínacího pouzdra SKF H316. Zamezuje tak vzniku ohybového napětí na výstupní hřídeli z převodovky, které by mohlo mít za následek zkreslení výsledků při měření krouticího momentu na výstupním hřídeli.

Volím: - materiál dutého hřídele 11 600 ($R_e=284\text{MPa}$, $R_m=412\text{MPa}$, dle [4] str. 224)

Rozměry dutého hřídele (Obr. 2.5)



Obr. 2.5 – Schéma dutého hřídele

Statická kontrola v místě 1

Výpočet součinitele tvaru

Součinitel tvaru je teoretický součinitel koncentrace napětí, závisí na způsobu zatěžování a na tvaru vrubu.

Výpočet dle [10] str. 24

$$\frac{t_D}{D_{D1}} = \frac{7,4}{75} = 0,1$$

(2.28)

$$\frac{b_D}{D_{D1}} = \frac{20}{75} = 0,27$$

(2.27)

$$\frac{R_{D1}}{D_{D1}} = \frac{0,6}{75} = 0,008$$

(2.26)

⇓

Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{kD1} = 2,9$

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oD1} = 2$

Výpočet napětí způsobený krutem

$$\tau_{kD1} = \alpha_{kD1} \frac{M_{k2} \cdot k_s}{W_{kD1}} = \alpha_{kD1} \frac{16 \cdot M_{k2} \cdot k_A \cdot D_{D1}}{\pi \cdot (D_{D1}^4 - d_{D1}^4)} = 2,9 \cdot \frac{16 \cdot 511000 \cdot 2,1 \cdot 75}{\pi \cdot (75^4 - 40^4)} = 40,86 MPa \quad (2.29)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD1} = \alpha_{oD1} \frac{M_{oD1}}{W_{oD1}} = \alpha_{oD1} \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D1} \cdot D_{D1}}{\pi \cdot (D_{D1}^4 - d_{D1}^4)} = 2 \cdot \frac{32 \cdot 4945 \cdot 118 \cdot 75}{\pi \cdot (75^4 - 40^4)} = 30,66 MPa \quad (2.30)$$

Redukované napětí podle HMM hypotézy

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{oD1}^2 + 3 \cdot \tau_{kD1}^2} = \sqrt{30,66^2 + 4 \cdot 40,86^2} = 87,28 MPa \quad (2.31)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D1s} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{284}{87,28} = 3,25 \quad (2.32)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 1

Dynamická kontrola provádím z důvodu opakujícího se zatížení, které na součást působí. Je závislá na způsobu zatěžování, vlastnosti a tvaru materiálů.

Mez únavy hladkého vzorku

- pro souměrně střídavé zatížení v ohybu (dle [6] str. 15)

$$\sigma_{CO D} = 0,49 \cdot Rm = 0,49 \cdot 412 = 202 MPa \quad (2.33)$$

Vrubový součinitel

Volím: - vrubová citlivost podle Neubergera $\sqrt{A} = 0,5$ (dle [6] str. 18)

$$\beta_{D1} = 1 + \frac{\alpha_{oD1} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{D1}}}} = 1 + \frac{2 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{0,6}}} = 1,61 \quad (2.34)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{V D1} = 0,74$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{p D1} = 0,9$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO D1}^* = \sigma_{CO D} \cdot \frac{\varepsilon_{V D1} \cdot \eta_{p D1}}{\beta_{D1}} = 202 \cdot \frac{0,74 \cdot 0,9}{1,61} = 83,56 MPa \quad (2.35)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD1} = \frac{M_{oD1}}{W_{oD1}} = \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D1} \cdot D_{D1}}{\pi \cdot (D_{D1}^4 - d_{D1}^4)} = \frac{32 \cdot 4945 \cdot 118 \cdot 75}{\pi \cdot (75^4 - 40^4)} = 15,33 MPa \quad (2.36)$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{D1do} = \frac{\sigma_{CO D1}^*}{\sigma_{oD1}} = \frac{83,56}{15,33} = 5,45 \quad (2.37)$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{D1dk} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{kD1}} = \frac{0,577 \cdot 284}{40,86} = 4,01 \quad (2.38)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D1d} = \frac{k_{D1do} \cdot k_{D1dk}}{\sqrt{k_{D1do}^2 + k_{D1dk}^2}} = \frac{5,45 \cdot 4,01}{\sqrt{5,45^2 + 4,01^2}} = 3,23 \quad (2.39)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 2

Výpočet součinitele tvaru

Výpočet dle [10] str. 21

$$\frac{D_{D2}}{D_{D1}} = \frac{85}{75} = 1,13$$

(2.42)

$$\frac{d_{D2}}{D_{D1}} = \frac{45}{75} = 0,6$$

(2.41)

$$\frac{R_{D2}}{D_{D1}} = \frac{1}{75} = 0,013$$

(2.40)

⇓

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oD2} = 3,5$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD2} = \alpha_{oD2} \frac{M_{oD2}}{W_{oD2}} = \alpha_{oD2} \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D2} \cdot D_{D1}}{\pi \cdot (D_{D1}^4 - d_{D2}^4)} = 3,5 \cdot \frac{32 \cdot 4945 \cdot 71 \cdot 75}{\pi \cdot (75^4 - 45^4)} = 34,09 \text{ MPa} \quad (2.43)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D2s} = \frac{Re}{\sigma_{oD2}} = \frac{284}{34,09} = 8,33 \quad (2.44)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 2**Vrubový součinitel**

Volím: - vrubová citlivost podle Neubera $\sqrt{A} = 0,5$ (dle [6] str. 18)

$$\beta_{D2} = 1 + \frac{\alpha_{oD2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{D2}}}} = 1 + \frac{3,5 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{1}}} = 2,66 \quad (2.45)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{v D2} = 0,74$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{p D2} = 0,9$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO D2}^* = \sigma_{CO D} \cdot \frac{\varepsilon_{v D2} \cdot \eta_{p D2}}{\beta_{D2}} = 202 \cdot \frac{0,74 \cdot 0,9}{2,66} = 50,57 \text{ MPa} \quad (2.46)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD2} = \frac{M_{oD2}}{W_{oD2}} = \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D2} \cdot D_{D1}}{\pi \cdot (D_{D1}^4 - d_{D2}^4)} = \frac{32 \cdot 4945 \cdot 71 \cdot 75}{\pi \cdot (75^4 - 45^4)} = 9,74 \text{ MPa} \quad (2.47)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D2d} = \frac{\sigma_{CO D2}^*}{\sigma_{oD2}} = \frac{50,57}{9,74} = 5,19 \quad (2.48)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 3

Výpočet součinitele tvaru

Výpočet dle [10] str. 21

$$\frac{D_{D2}}{D_{D3}} = \frac{85}{70} = 1,21 \quad (2.51)$$

$$\frac{d_{D2}}{D_{D3}} = \frac{45}{70} = 0,64 \quad (2.50)$$

$$\frac{R_{D3}}{D_{D3}} = \frac{2}{70} = 0,029 \quad (2.49)$$

⇓

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oD3} = 2,5$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD3} = \alpha_{oD3} \frac{M_{oD3}}{W_{oD3}} = \alpha_{oD3} \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D3} \cdot D_{D3}}{\pi \cdot (D_{D3}^4 - d_{D2}^4)} = 2,5 \cdot \frac{32 \cdot 4945 \cdot 51 \cdot 70}{\pi \cdot (70^4 - 45^4)} = 22,57 MPa \quad (2.52)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D3s} = \frac{Re}{\sigma_{oD3}} = \frac{284}{22,57} = 12,58 \quad (2.53)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 3

Vrubový součinitel

Volím: - vrubová citlivost podle Neubera $\sqrt{A} = 0,5$ (dle [6] str. 18)

$$\beta_{D3} = 1 + \frac{\alpha_{oD3} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{D3}}}} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{2}}} = 1,53 \quad (2.54)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{vD3} = 0,76$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{pD3} = 0,9$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO D3}^* = \sigma_{CO D} \cdot \frac{\varepsilon_{vD3} \cdot \eta_{pD2}}{\beta_{D2}} = 202 \cdot \frac{0,76 \cdot 0,9}{1,53} = 90,53 MPa \quad (2.55)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD3} = \frac{M_{oD3}}{W_{oD3}} = \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D3} \cdot D_{D3}}{\pi \cdot (D_{D3}^4 - d_{D2}^4)} = \frac{32 \cdot 4945 \cdot 51 \cdot 70}{\pi \cdot (70^4 - 45^4)} = 9,03 MPa \quad (2.56)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D3d} = \frac{\sigma_{CO D3}^*}{\sigma_{oD3}} = \frac{90,53}{9,03} = 10,02 \quad (2.57)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 4**Výpočet součinitele tvaru**

Výpočet dle [6] str. 17

$$\frac{d_{D3}}{d_{D2}} = \frac{50}{45} = 1,11$$

(2.59)

$$\frac{R_{D4}}{d_{D2}} = \frac{1}{45} = 0,029$$

(2.58)

⇓

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oD4} = 2,5$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD4} = \alpha_{oD4} \frac{M_{oD4}}{W_{oD4}} = \alpha_{oD4} \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D4} \cdot D_{D3}}{\pi \cdot (D_{D3}^4 - d_{D3}^4)} = 2,5 \cdot \frac{32 \cdot 4945 \cdot 41 \cdot 70}{\pi \cdot (70^4 - 50^4)} = 20,34 \text{ MPa} \quad (2.60)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{D4s} = \frac{Re}{\sigma_{oD4}} = \frac{284}{20,34} = 14 \quad (2.61)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 4**Vrubový součinitel**

$$\beta_{D4} = 1 + \frac{\alpha_{oD4} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{D4}}}} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{1}}} = 2,1 \quad (2.62)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{vD4} = 0,8$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{pD4} = 0,85$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO D4}^* = \sigma_{CO D} \cdot \frac{\varepsilon_{vD3} \cdot \eta_{pD2}}{\beta_{D2}} = 202 \cdot \frac{0,8 \cdot 0,85}{2,1} = 65,41 \text{ MPa} \quad (2.63)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oD4} = \frac{M_{oD4}}{W_{oD4}} = \frac{32 \cdot F_{B2} \cdot l_{D4} \cdot D_{D4}}{\pi \cdot (D_{D3}^4 - d_{D3}^4)} = \frac{32 \cdot 4945 \cdot 41 \cdot 70}{\pi \cdot (70^4 - 50^4)} = 8,14 \text{ MPa} \quad (2.64)$$

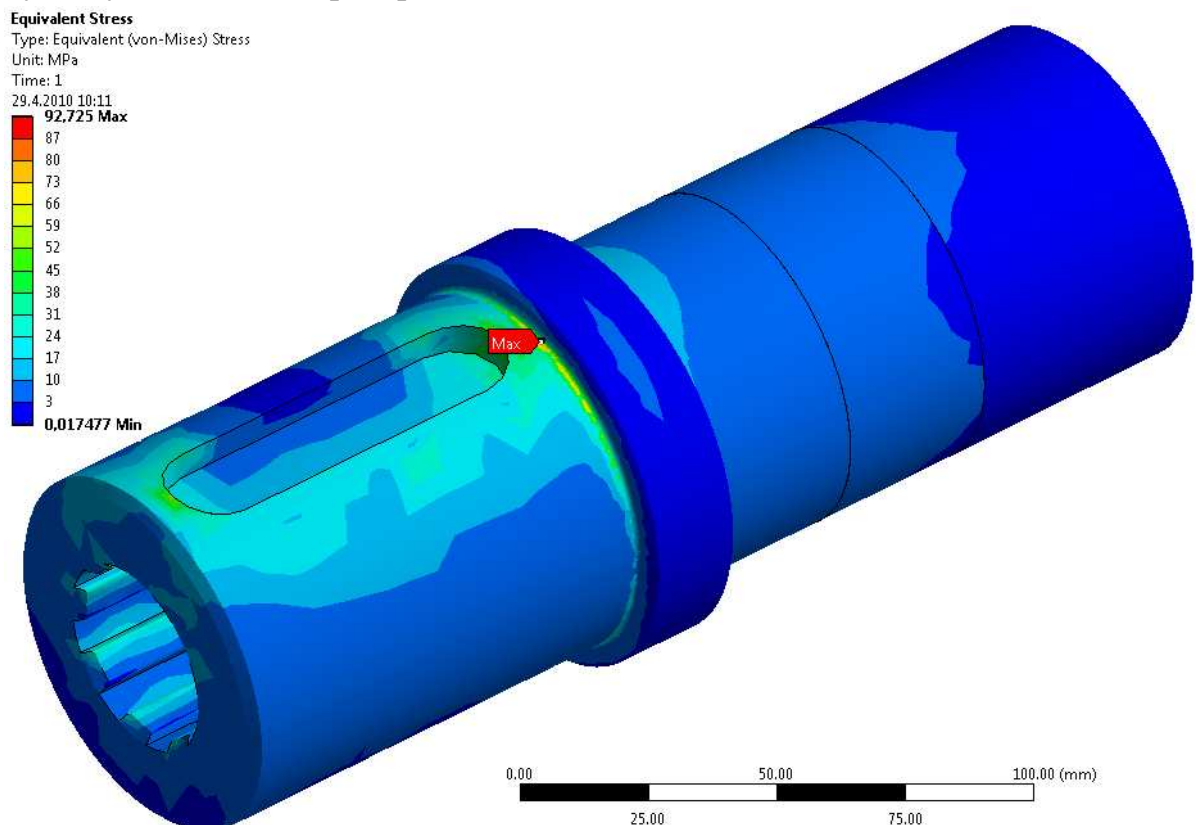
Výsledná bezpečnost

$$k_{D4d} = \frac{\sigma_{CO D4}^*}{\sigma_{oD4}} = \frac{65,4}{8,14} = 8,03 \quad (2.65)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Kontrola dutého hřídele pomocí MKP

Výpočet byl proveden pomocí programu Ansys Workbench 11.

Výsledky ekvivalentní napětí (podle teorie HMM) (Obr. 2.6)

Obr. 2.6 – Výsledky výpočtového modelu

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí $\sigma_{MKP D} = 95,725 \text{ MPa}$. Maximální napětí je v místě řezu 2.

Výsledná bezpečnost

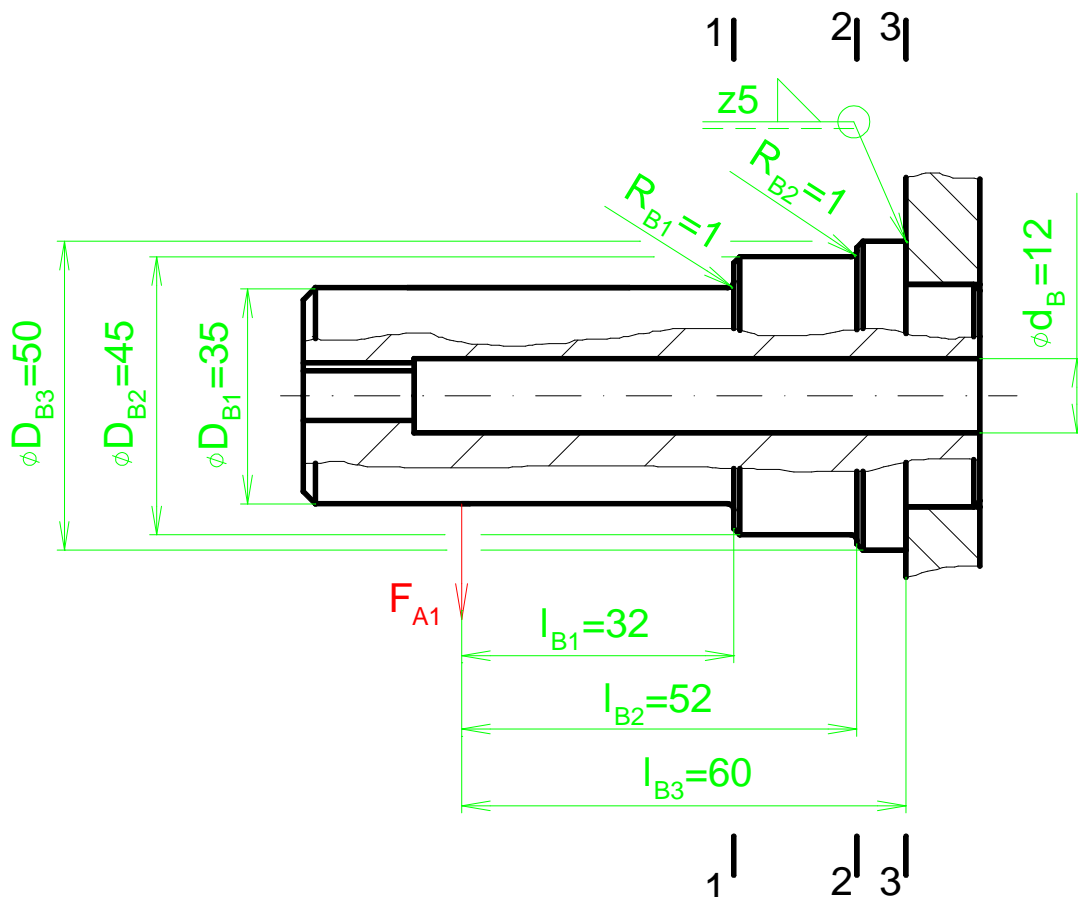
$$k_{D_{MKP}} = \frac{Re}{\sigma_{MKP D}} = \frac{284}{95,725} = 3 \quad (2.66)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

2.2.3 Kontrola hřídele lanového bubnu

Hřídel lanového bubnu je přivařen k lanovému bubnu. Je na něm umístěno dvouřadé kuličkové naklápečí ložisko SKF 2208 EKTN9, které je s hřídelem spojeno pomocí upínacího pouzdra SKF H308.

Volím: - materiál hřídele lanového bubnu 11 523 ($Re=284\text{MPa}$, $Rm=441\text{MPa}$, dle [4] str. 223)

Rozměry hřídele lanového bubnu (Obr. 2.7)

Obr. 2.7 – Schéma hřídele lanového bubnu

Statická kontrola v místě 1

Výpočet součinitele tvaru

Výpočet dle [10] str. 21

$$\frac{D_{B2}}{D_{B1}} = \frac{45}{35} = 1,29 \quad (2.69)$$

$$\frac{d_B}{D_{B1}} = \frac{12}{35} = 0,34 \quad (2.68)$$

$$\frac{R_{B1}}{D_{B1}} = \frac{1}{35} = 0,029 \quad (2.67)$$

⇓

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oB1} = 2,7$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oB1} = \alpha_{oB1} \frac{M_{oB1}}{W_{oB1}} = \alpha_{oD2} \frac{32 \cdot F_{A1} \cdot l_{B1} \cdot D_{B1}}{\pi \cdot (D_{B1}^4 - d_B^4)} = 2,7 \cdot \frac{32 \cdot 6213 \cdot 32 \cdot 35}{\pi \cdot (35^4 - 12^4)} = 129,4 MPa \quad (2.70)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{B1s} = \frac{Re}{\sigma_{oB1}} = \frac{284}{129,4} = 2,19 \quad (2.71)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 1

Mez únavy hladkého vzorku

- pro souměrně střídavé zatížení v ohybu (dle [6] str 15)

$$\sigma_{COB} = 0,49 \cdot Rm = 0,49 \cdot 441 = 216,1 MPa \quad (2.72)$$

Vrubový součinitel

Volím: - vrubová citlivost podle Neubergera $\sqrt{A} = 0,48$ (dle [6] str. 18)

$$\beta_{B1} = 1 + \frac{\alpha_{oB1} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{B1}}}} = 1 + \frac{2,7 - 1}{1 + \frac{0,48}{\sqrt{1}}} = 2,14 \quad (2.73)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{v\ B1} = 0,82$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{p\ B1} = 0,9$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO\ B1}^* = \sigma_{CO\ B} \cdot \frac{\varepsilon_{v\ B1} \cdot \eta_{p\ B1}}{\beta_{B1}} = 216,1 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,9}{2,14} = 74,75 \text{ MPa} \quad (2.74)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oB1} = \frac{M_{oB1}}{W_{oB1}} = \frac{32 \cdot F_{A1} \cdot l_{B1} \cdot D_{B1}}{\pi \cdot (D_{B1}^4 - d_B^4)} = \frac{32 \cdot 6213 \cdot 32 \cdot 35}{\pi \cdot (35^4 - 12^4)} = 47,9 \text{ MPa} \quad (2.75)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{B1d} = \frac{\sigma_{CO\ B1}^*}{\sigma_{oB1}} = \frac{74,75}{47,9} = 1,56 \quad (2.76)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 2**Výpočet součinitele tvaru**

Výpočet dle [10] str. 21

$$\frac{D_{B3}}{D_{B2}} = \frac{50}{45} = 1,11 \quad (2.79)$$

$$\frac{d_B}{D_{B2}} = \frac{12}{45} = 0,27 \quad (2.78)$$

$$\frac{R_{B2}}{D_{B2}} = \frac{1}{45} = 0,02 \quad (2.77)$$

⇓

Součinitel tvaru v ohybu $\alpha_{oB1} = 2,5$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oB2} = \alpha_{oB2} \frac{M_{oB2}}{W_{oB2}} = \alpha_{oD2} \frac{32 \cdot F_{A1} \cdot l_{B2} \cdot D_{B2}}{\pi \cdot (D_{B2}^4 - d_B^4)} = 2,5 \cdot \frac{32 \cdot 6213 \cdot 52 \cdot 45}{\pi \cdot (45^4 - 12^4)} = 90,74 \text{ MPa} \quad (2.80)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{B1s} = \frac{Re}{\sigma_{oB1}} = \frac{284}{90,74} = 3,12 \quad (2.81)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Dynamická kontrola v místě 2**Vrubový součinitel**

Volím: - vrubová citlivost podle Neubera $\sqrt{A} = 0,48$ (dle [6] str. 18)

$$\beta_{B2} = 1 + \frac{\alpha_{oB2} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{R_{B2}}}} = 1 + \frac{2,5 - 1}{1 + \frac{0,48}{\sqrt{1}}} = 2,01 \quad (2.82)$$

Součinitel velikosti ε_v

Volím: - součinitel velikosti $\varepsilon_{V B2} = 0,82$ dle [6] str. 19

Součinitel jakosti povrchu

Volím: - součinitel jakosti povrchu $\eta_{p B2} = 0,87$ dle [6] str. 19

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{CO B2}^* = \sigma_{CO B} \cdot \frac{\varepsilon_{V B2} \cdot \eta_{p B2}}{\beta_{B2}} = 216,1 \cdot \frac{0,82 \cdot 0,87}{2,01} = 76,7 MPa \quad (2.83)$$

Výpočet napětí způsobený ohybovým momentem

$$\sigma_{oB2} = \frac{M_{oB2}}{W_{oB2}} = \frac{32 \cdot F_{A1} \cdot l_{B2} \cdot D_{B2}}{\pi \cdot (D_{B2}^4 - d_B^4)} = \frac{32 \cdot 6213 \cdot 52 \cdot 45}{\pi \cdot (45^4 - 12^4)} = 36,3 MPa \quad (2.84)$$

Výsledná bezpečnost

$$k_{B1d} = \frac{\sigma_{CO B1}^*}{\sigma_{oB1}} = \frac{76,7}{36,3} = 2,11 \quad (2.85)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Kontrola svaru v místě 3

výpočet dle [2] str.54

Velikost nosného průřezu svaru a

velikost svaru $z=5\text{mm}$

$$a = \frac{z}{\sqrt{2}} = \frac{5}{\sqrt{2}} = 3,53 \quad (2.86)$$

Výpočet napětí od posouvající síly

$$\tau_{\perp}^{R_{A1}} = \frac{R_{A1}}{S_{SV}} = \frac{F_{A1}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2 \cdot a)^2 - d^2]} = \frac{6213}{\frac{\pi}{4} \cdot [(50 + 2 \cdot 3,53)^2 - 50^2]} = 10,44 \text{MPa} \quad (2.87)$$

Výpočet napětí od ohybového momentu

$$\tau_{\perp}^{M_{oB3}} = \frac{M_{oB3}}{W_{SV}} = \frac{F_{A1} \cdot l_{B3}}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2 \cdot a)^4 - d^4]} = \frac{6216 \cdot 60}{\frac{\pi}{64} \cdot [(50 + 2 \cdot 3,53)^4 - 50^4]} = 49,85 \text{MPa} \quad (2.88)$$

$$\frac{d}{2} + a \quad \frac{50}{2} + 3,53$$

Výpočet redukovaného napětí

Volím: - převodní součinitel $k_3=0,75$ dle ČSN 05 0120 ([2] str.52)

$$\sigma_{red\ B} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{R_{A1}}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{M_{oB3}}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{10,44}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{49,85}{0,75}\right)^2} = 67,9 \text{MPa} \quad (2.89)$$

Výsledná bezpečnost

Součinitel tloušťky koutového svaru β

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 5 = 1,15 \quad (2.90)$$

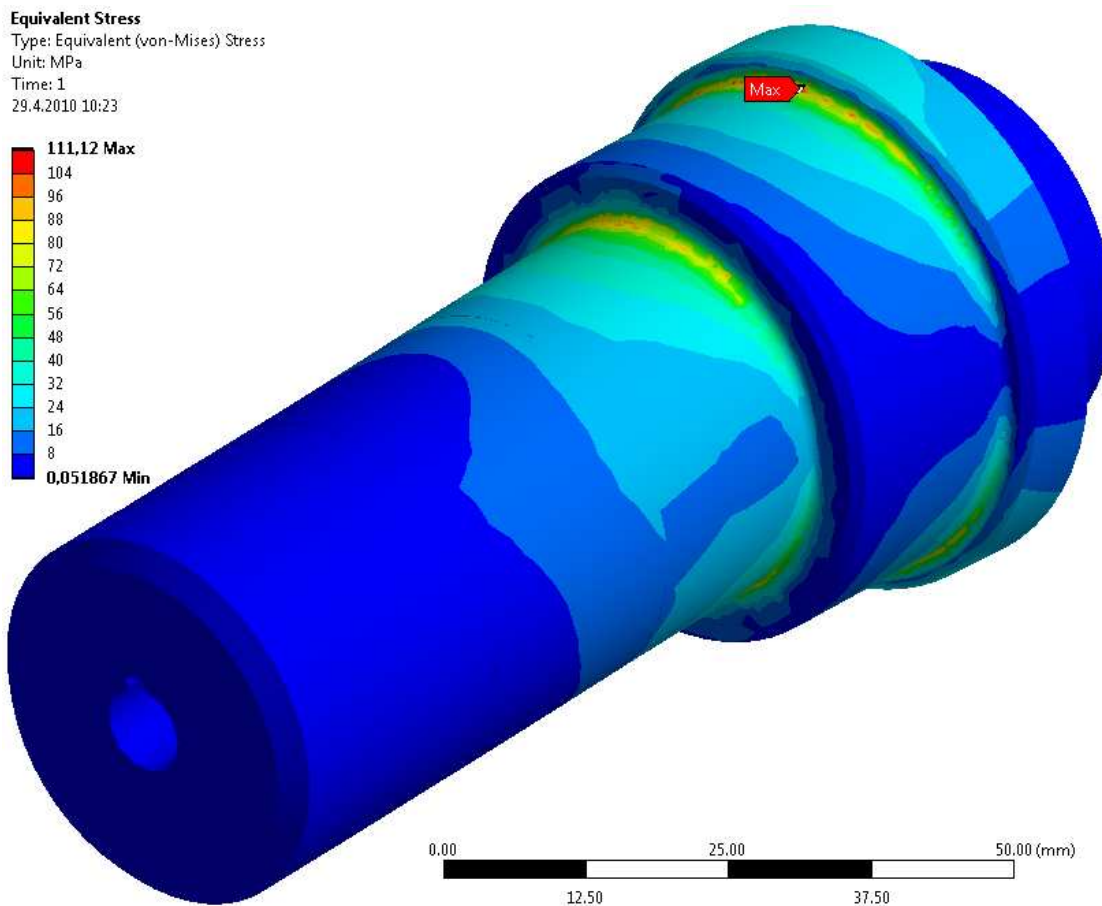
$$k_{SB} = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red\ B}} = \frac{1,15 \cdot 284}{67,9} = 4,81 \quad (2.91)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Kontrola hřídele lanového bubnu pomocí MKP

Výpočet byl proveden pomocí programu Ansys Workbench 11.

Výsledky ekvivalentní napětí (podle teorie HMM) (Obr. 2.8)



Obr. 2.8 – Výsledky výpočtového modelu

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí $\sigma_{MKP\ B} = 111,12\text{MPa}$. Maximální napětí je v místě řezu 2.

Výsledná bezpečnost

$$k_{B\ MKP} = \frac{R_e}{\sigma_{MKP\ B}} = \frac{284}{111,12} = 2,55 \quad (2.92)$$

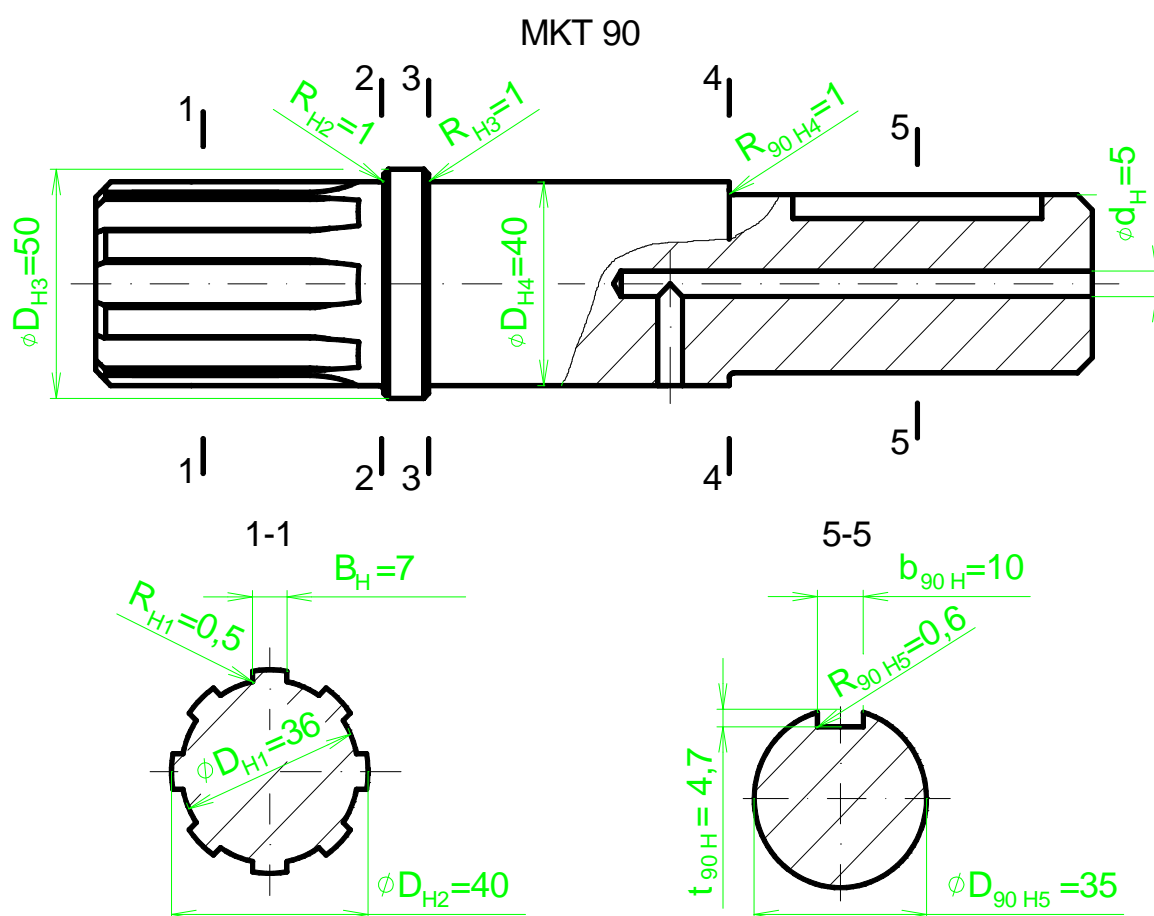
Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

2.2.4 Kontrola výstupních hřídelů převodovek

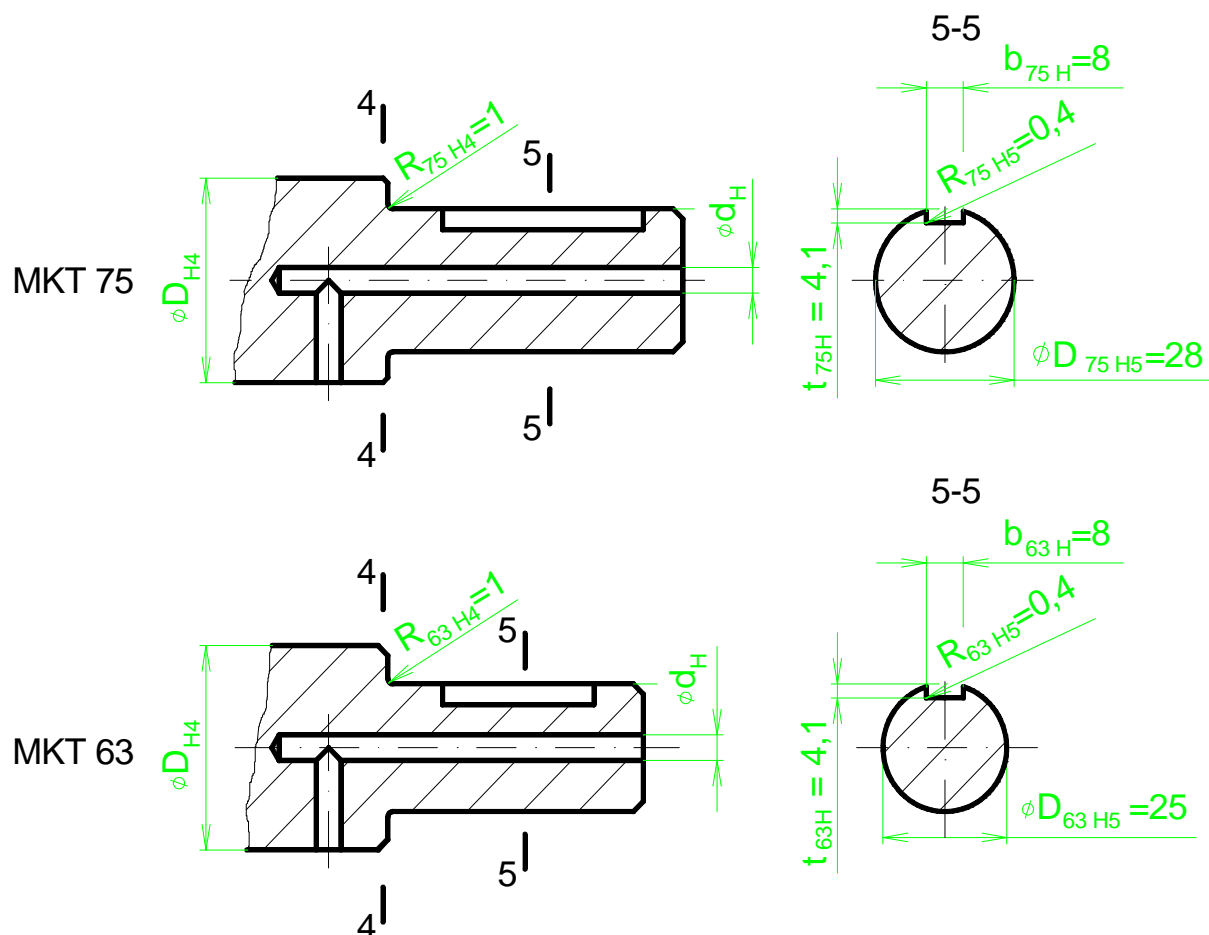
Výstupní hřídele převodovek se mezi sebou liší pouze v rozměrech částí, které jsou umístěny v náboji převodovek. Ostatní rozměry hřídelů jsou stejné, protože materiál hřídelů je pro všechny stejný provádím výpočet pouze pro největší zatížení od převodovky MKT 90.

Výstupní hřídele převodovek jsou namáhány čistě krutem.

Rozměry výstupních hřídelů převodovek (Obr. 2.9 a 2.10)



Obr. 2.9 – Rozměry hřídele pro MKT 90



Obr. 2.10 – Rozměry hřídele pro MKT 75 a MKT 63

Statická kontrola v místě 1

Výpočet součinitele tvaru

Výpočet dle [10] str. 25

$$\frac{D_{H2} - D_{H1}}{B_H} = \frac{40 - 36}{7} = 0,57$$

(2.94)

$$\frac{R_{H1}}{D_{H1}} = \frac{0,5}{36} = 0,014$$

(2.93)



Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{kH1} = 5$

Výpočet napětí způsobený kroutícím momentem pro MKT 90

$$\tau_{kH1} = \alpha_{kH1} \frac{M_{k90} \cdot k_A}{W_{kH1}} = \alpha_{kH1} \frac{16 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{\pi \cdot D_{H1}^3} = 5 \cdot \frac{16 \cdot 511000 \cdot 2,1}{\pi \cdot 36^3} = 586 \text{ MPa} \quad (2.95)$$

Výsledná bezpečnost pro MKT 90

$$k_{H1} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{\tau_{kH1}} = \frac{0,577 \cdot 883}{586} = 0,88 \quad (2.96)$$

Výsledná bezpečnost je menší než jedna. Je to však zapříčiněno vysokou hodnotou součinitele tvaru α_{kH1} . Součinitel tvaru pro drážkování je obecně obtížně zjistitelný a nemusí odpovídat skutečnosti. Navíc podle [10] str. 25 vychází pro všechny případy součinitel tvaru $\alpha = 5$. Z toho důvodu tento výsledek zanedbávám a kontrolu drážkování provádím pomocí MKP výpočtu (viz. Obr. 2.11).

Statická kontrola v místě 2**Výpočet součinitele tvaru**

Výpočet dle [6] str. 17

$$\frac{D_{H3}}{D_{H2}} = \frac{45}{40} = 1,125 \quad (2.98)$$

$$\frac{R_{H2}}{D_{H2}} = \frac{1}{40} = 0,025 \quad (2.97)$$



Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{kH2} = 1,4$

Výpočet napětí způsobený kroutícím momentem pro MKT 90

$$\tau_{kH2} = \alpha_{kH2} \frac{M_{k90} \cdot k_A}{W_{kH2}} = \alpha_{kH2} \frac{16 \cdot M_{k90} \cdot k_A}{\pi \cdot D_{H2}^3} = 1,4 \cdot \frac{16 \cdot 511000 \cdot 2,1}{\pi \cdot 40^3} = 120 \text{ MPa} \quad (2.99)$$

Výsledná bezpečnost pro MKT 90

$$k_{H2} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{\tau_{kH2}} = \frac{0,577 \cdot 883}{120} = 4 \quad (2.100)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 3

Rozměry hřídelů jsou stejné jako v místě 2 proto i napětí a výsledné bezpečnosti budou stejné jak v místě 2.

Statická kontrola v místě 4

Výpočet součinitele tvaru pro MKT 90

Výpočet dle [6] str. 17

$$\frac{D_{H4}}{D_{90 H5}} = \frac{40}{35} = 1,125$$

(2.102)

$$\frac{R_{90 H4}}{D_{90 H5}} = \frac{1}{35} = 0,028$$

(2.101)

⇓

Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{k90 H4} = 1,75$

Výpočet součinitele tvaru pro MKT 75

Výpočet dle [6] str. 17

$$\frac{D_{H4}}{D_{75 H5}} = \frac{40}{28} = 1,43$$

(2.104)

$$\frac{R_{75 H4}}{D_{75 H5}} = \frac{1}{28} = 0,035$$

(2.103)

⇓

Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{k75 H4} = 1,78$

Výpočet součinitele tvaru pro MKT 63

Výpočet dle [6] str. 17

$$\frac{D_{H4}}{D_{63H5}} = \frac{40}{25} = 1,6 \quad (2.106)$$

$$\frac{R_{63H4}}{D_{63H5}} = \frac{1}{25} = 0,04 \quad (2.105)$$

$$\Downarrow$$
Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{k63H4} = 1,8$ **Výpočet napětí způsobený kroutícím momentem pro MKT 90**

$$\tau_{k90H4} = \alpha_{k90H4} \frac{M_{k90} \cdot k_A}{W_{k90H4}} = \alpha_{k90H4} \frac{16 \cdot M_{k90} \cdot k_A \cdot D_{63H5}}{\pi \cdot (D_{63H5}^4 - d_H^4)} \quad (2.107)$$

$$\tau_{k90H4} = 1,75 \cdot \frac{16 \cdot 511000 \cdot 2,1 \cdot 35}{\pi \cdot (35^4 - 5^4)} = 223 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí způsobený kroutícím momentem pro MKT 75

$$\tau_{k75H4} = \alpha_{k75H4} \frac{M_{k75} \cdot k_A}{W_{k75H4}} = \alpha_{k75H4} \frac{16 \cdot M_{k75} \cdot k_A \cdot D_{75H5}}{\pi \cdot (D_{75H5}^4 - d_H^4)} \quad (2.108)$$

$$\tau_{k75H4} = 1,78 \cdot \frac{16 \cdot 282000 \cdot 2,1 \cdot 28}{\pi \cdot (28^4 - 5^4)} = 245 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí způsobený kroutícím momentem pro MKT 63

$$\tau_{k63H4} = \alpha_{k63H4} \frac{M_{k63} \cdot k_A}{W_{k63H4}} = \alpha_{k63H4} \frac{16 \cdot M_{k63} \cdot k_A \cdot D_{63H5}}{\pi \cdot (D_{63H5}^4 - d_H^4)} \quad (2.109)$$

$$\tau_{k63H4} = 1,8 \cdot \frac{16 \cdot 171000 \cdot 2,1 \cdot 25}{\pi \cdot (25^4 - 5^4)} = 211 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro MKT 90

$$k_{90H4} = \frac{0,577 \cdot \text{Re}}{\tau_{k90H4}} = \frac{0,577 \cdot 883}{223} = 2,29 \quad (2.110)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Výsledná bezpečnost pro MKT 75

$$k_{75\ H4} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{k75\ H4}} = \frac{0,577 \cdot 883}{245} = 2,09 \quad (2.111)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Výsledná bezpečnost pro MKT 63

$$k_{63\ H4} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{k63\ H4}} = \frac{0,577 \cdot 686}{211} = 2,41 \quad (2.112)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Statická kontrola v místě 5**Výpočet součinitele tvaru pro MKT 90**

Výpočet dle [10] str. 24

$$\frac{b_{90\ H}}{D_{90\ H5}} = \frac{10}{35} = 0,29$$

(2.115)

$$\frac{t_{90\ H}}{D_{90\ H5}} = \frac{4,7}{35} = 0,134$$

(2.114)

$$\frac{R_{90\ H5}}{D_{90\ H5}} = \frac{0,6}{35} = 0,017$$

(2.113)

⇓

Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{k90\ H5} = 2,8$

Výpočet součinitele tvaru pro MKT 75

Výpočet dle [10] str. 24

$$\frac{b_{75\ H}}{D_{75\ H5}} = \frac{8}{28} = 0,29$$

(2.118)

$$\frac{t_{75\ H}}{D_{75\ H5}} = \frac{4,1}{28} = 0,15$$

(2.117)

$$\frac{R_{75\ H5}}{D_{75\ H5}} = \frac{0,4}{28} = 0,014$$

(2.116)

⇓

Součinitel tvaru v krutu $\alpha_{k75\ H5} = 3,2$

Výsledná bezpečnost pro MKT 75

$$k_{75\ H5} = \frac{Re}{\tau_{k75\ H5}} = \frac{0,577 \cdot 883}{440} = 1,16 \quad (2.126)$$

Výsledná bezpečnost pro MKT 63

$$k_{63\ H5} = \frac{Re}{\tau_{k63\ H5}} = \frac{0,577 \cdot 883}{363} = 1,4 \quad (2.127)$$

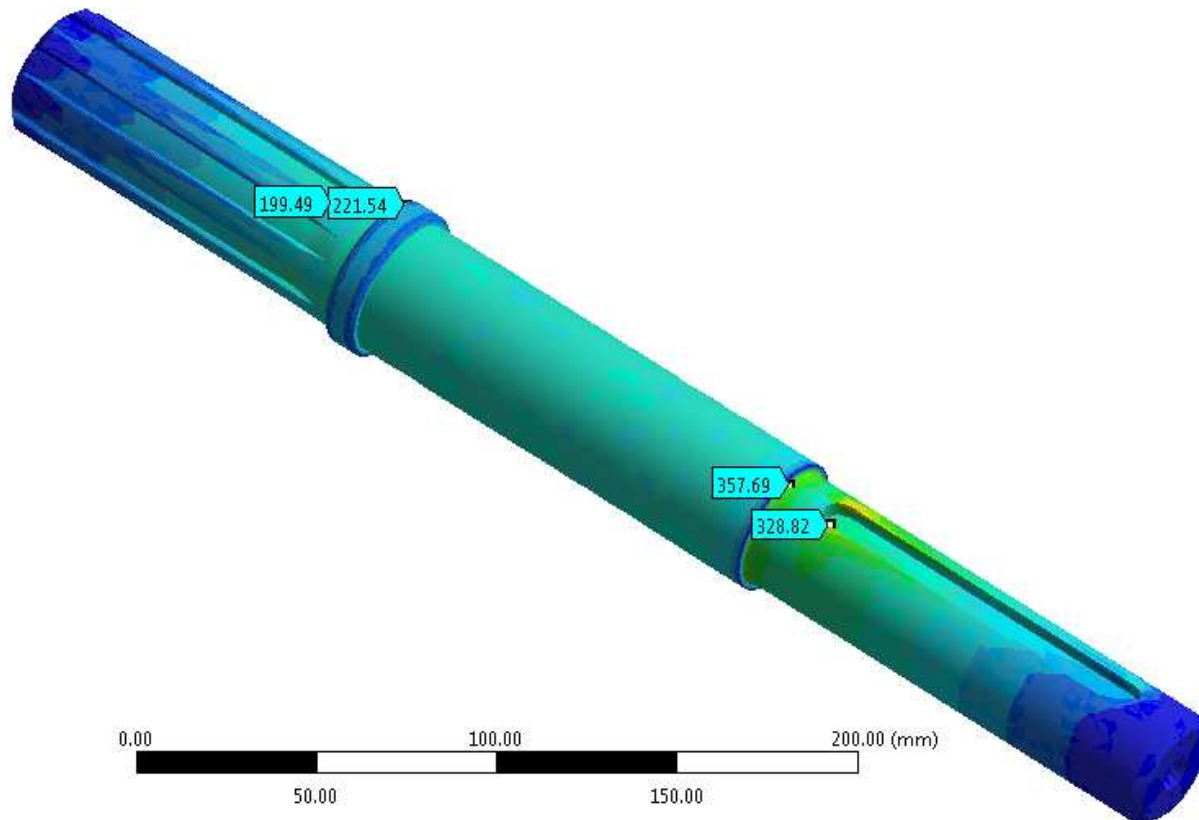
Pro všechny tři typy převodovek je výsledná bezpečnost menší než doporučená hodnota $k = (1,5 \div 2,5)$, avšak jedná se o bezpečnost při 2,1 násobném přetížení proti zadanému maximálnímu krouticímu momentu pro danou převodovku, proto považuji vypočtené bezpečnosti za dostatečné.

Kontrola výstupních hřídelů převodovek pomocí MKP

Výpočet byl proveden pomocí programu Ansys Workbench 11.

Kontrola hřídele pro převodovku MKT 90

Výsledky ekvivalentní napětí (podle teorie HMH) (Obr. 2.11)



Obr. 2.11 – Výsledek výpočtového modelu

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí $\sigma_{MKP\ 90\ H} = 357,69\text{ MPa}$. Maximální napětí je v místě přechodu rádiusu drážky pro pero.

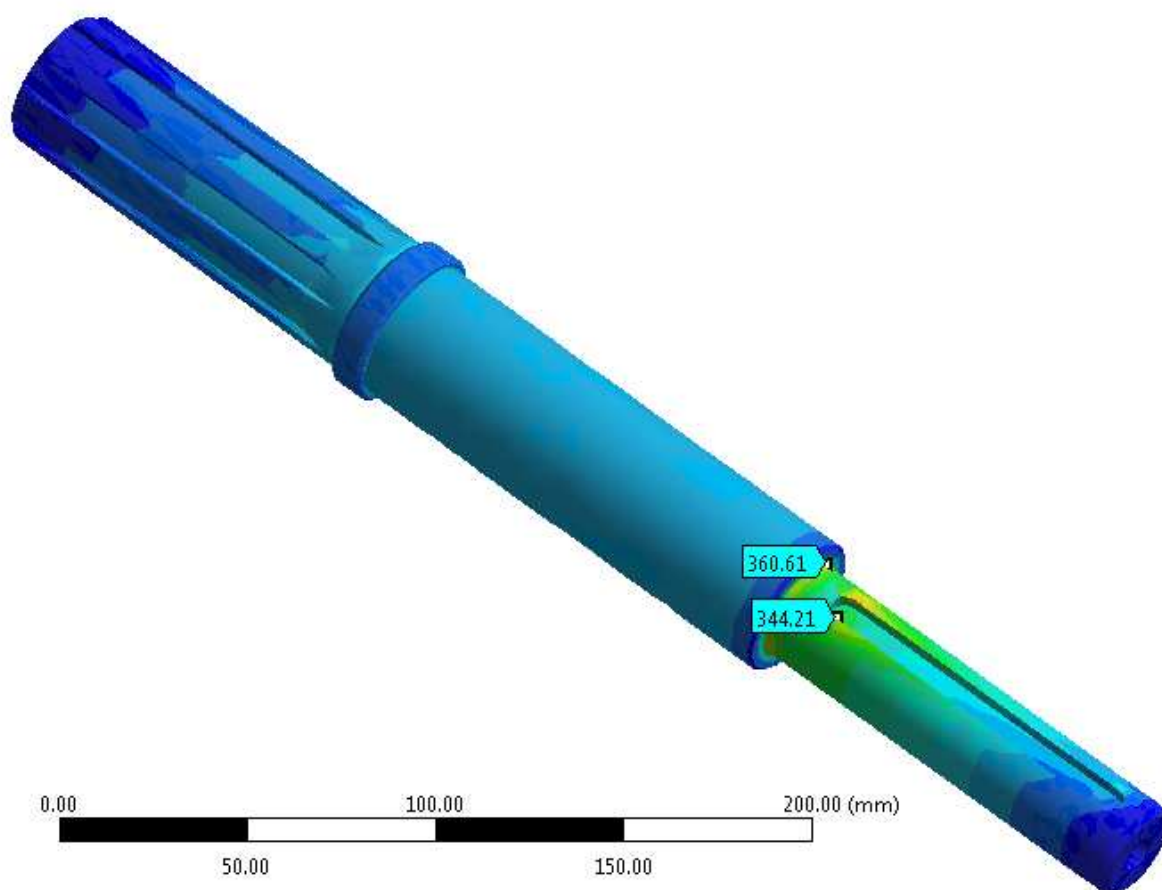
Výsledná bezpečnost

$$k_{90\ H\ MKP} = \frac{Re}{\sigma_{MKP\ 90\ H}} = \frac{883}{357,69} = 2,47 \quad (2.128)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$. Z toho vyplývá, že drážkování, kde je napětí 199,49 MPa vyhovuje a proto ruční výpočet podle [10] str. 25 (vzorec 2.96) nepovažuji za správný.

Kontrola hřídele pro převodovku MKT 75

Výsledky ekvivalentní napětí (podle teorie HMM) (Obr. 2.12)



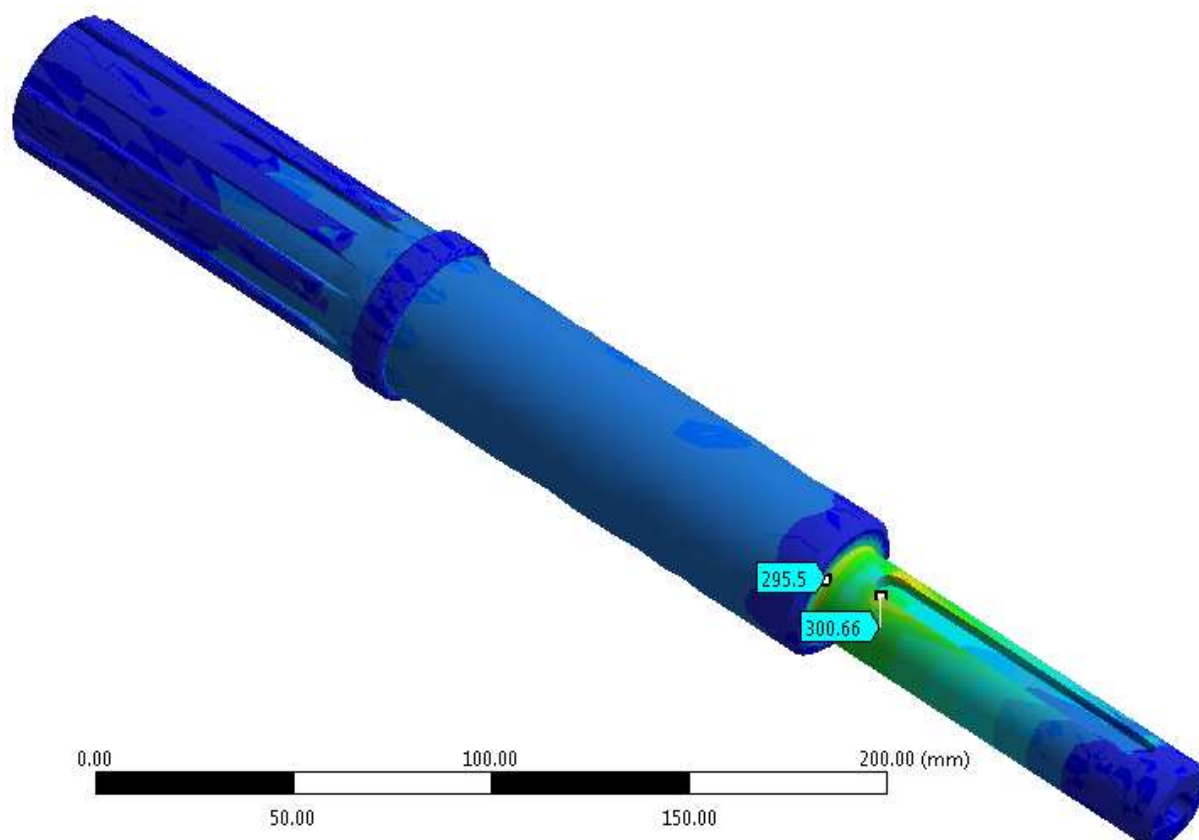
Obr. 2.12 – Výsledek výpočtového modelu

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí $\sigma_{MKP\ 75\ H} = 360,61\text{ MPa}$. Maximální napětí je v místě přechodu rádiusu drážky pro pero.

Výsledná bezpečnost

$$k_{75\ H\ MKP} = \frac{Re}{\sigma_{MKP\ 75\ H}} = \frac{883}{360,61} = 2,41 \quad (2.129)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje doporučenému rozmezí $k = (1,5 \div 2,5)$.

Kontrola hřídele pro převodovku MKT 63**Výsledky ekvivalentní napětí (podle teorie HMM) (Obr. 2.13)**

Obr. 2.13 – Výsledek výpočtového modelu

Hodnota maximálního ekvivalentního napětí $\sigma_{MKP\ 63\ H} = 300,66\text{MPa}$. Maximální napětí je v místě přechodu rádiusu drážky pro pero.

Výsledná bezpečnost

$$k_{63\ H\ MKP} = \frac{Re}{\sigma_{MKP\ 63\ H}} = \frac{883}{300,66} = 2,93 \quad (2.130)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

2.3 Kontrola momentové vzpěry převodovky

Provádím kontrolu vzpěry na maximální deformaci a maximální napětí v momentové vzpěře (popř. v dalších částech zařízení). Deformaci momentové vzpěry převodovky kontroluji z důvodu možného nadměrného průhybu výstupního hřídele z převodovky, na který má deformace momentové vzpěry přímý vliv. Výpočet provádím za klidu zařízení (vzhledem k tomu, že se nedá kvalitně namodelovat stav za provozu) a pro největší model převodovky (MKT 90). Případné problémy s nadměrnými deformacemi, či napětími za chodu zařízení se, po konzultaci, budou řešit na skutečném zařízení.

2.3.1 Výpočet sil působících na momentovou vzpěru

Dáno: - hmotnost převodovky MKT 90 $m_{př}=13$ kg (dle[13])

- hmotnost motoru Siemens 1LA9 107-4LA $m_m=37$ kg (dle [16])

Volím: - koeficient zohledňující možnou vyšší hmotnost převodovky $k_p=1,25$

- koeficient zohledňující možnou vyšší hmotnost motoru $k_m=1,7$

Tíha převodovky

$$G_{př} = m_{př} \cdot g \cdot k_{př} = 12 \cdot 9,81 \cdot 1,25 = 159,4N \doteq 160N \quad (2.131)$$

Tíha motoru

$$G_m = m_m \cdot g \cdot k_m = 37 \cdot 9,81 \cdot 1,7 = 617,4N \doteq 618N \quad (2.132)$$

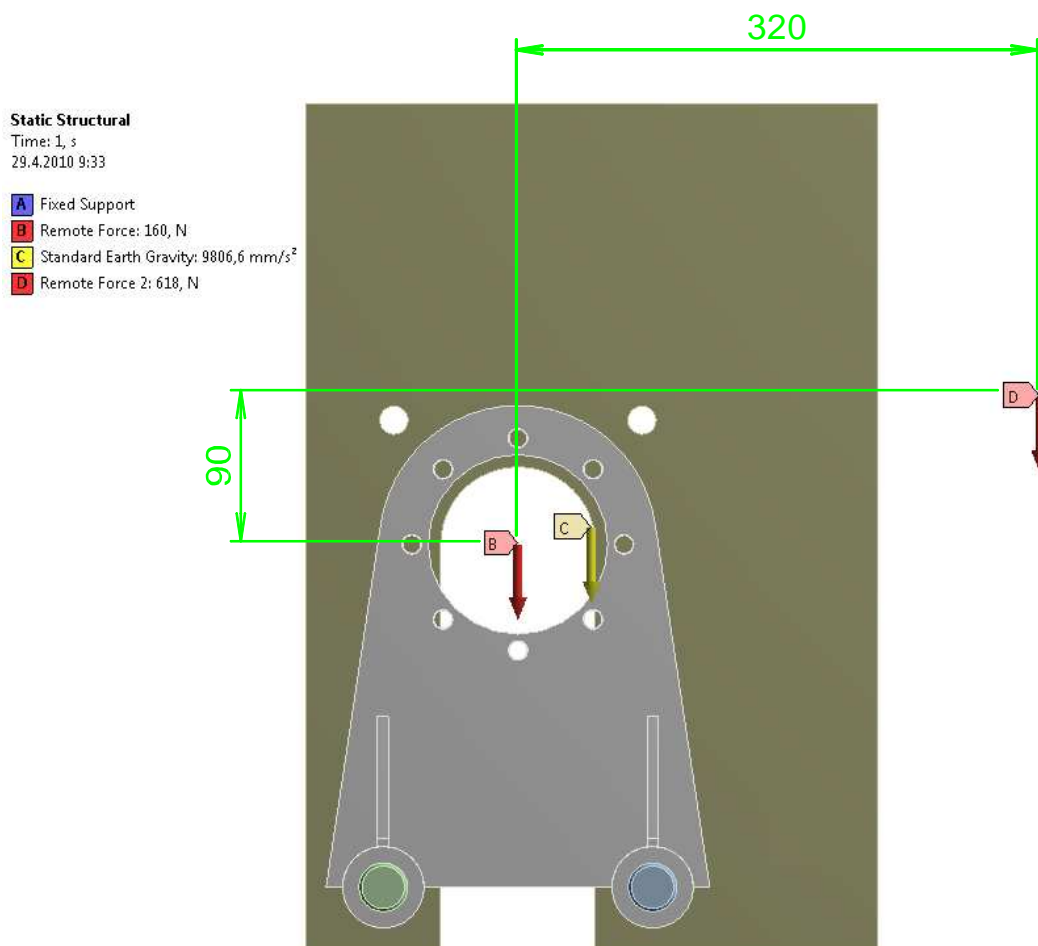
Výpočet průhybu byl vytvořen v programu Ansys Workbench 11. Tíhy motoru a převodovky jsem umístil do předpokládaných míst jejich těžišť (Obr 2.14 a 2.15).

Označení: - A – pevná podpora v místech umístění jechlů k desce

- síla B – tíhová síla od převodovky

- C – gravitační zrychlení

- síla D – tíhová síla od motoru

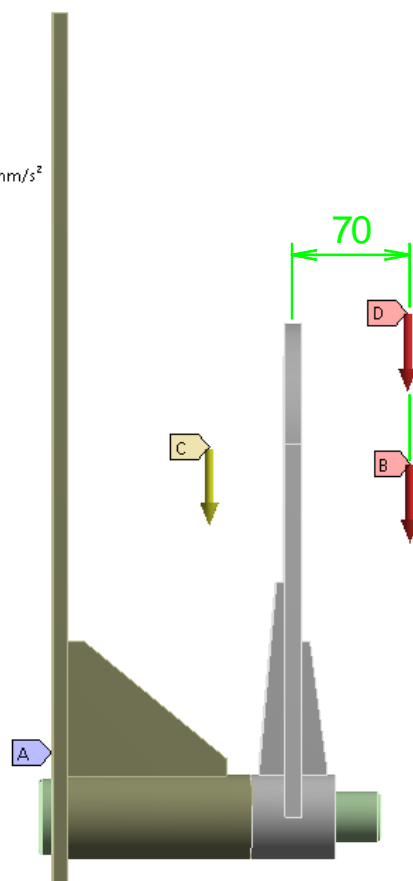


Obr. 2.14 – Umístění sil ve výpočtovém modelu (pohled 1)

Static Structural

Time: 1, s

29.4.2010 9:33

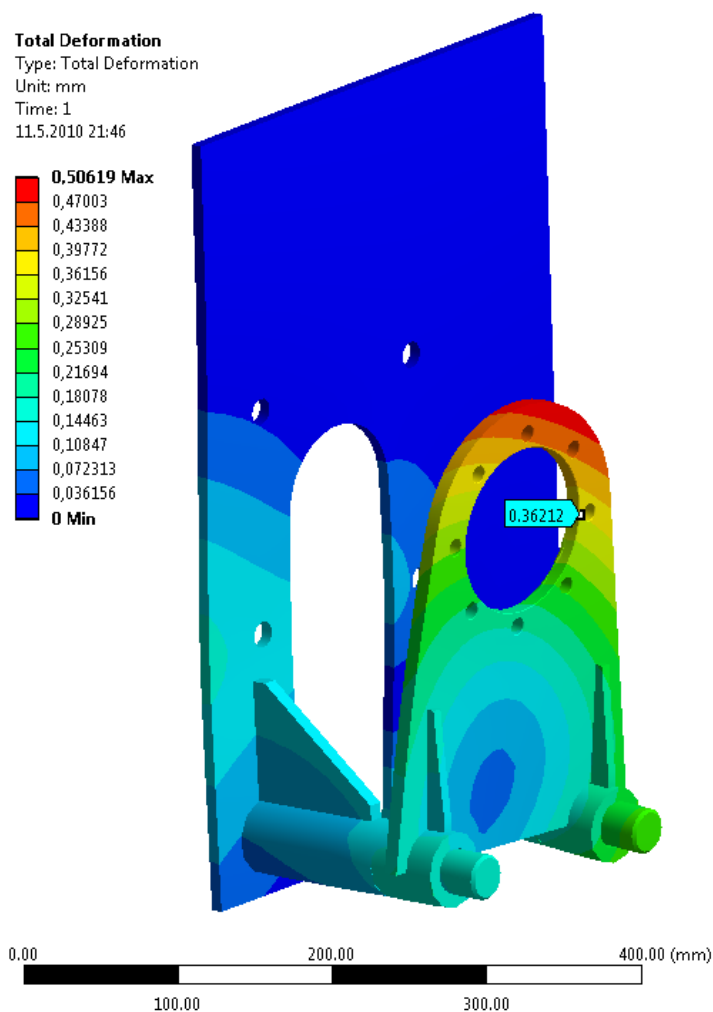
A Fixed Support**B** Remote Force: 160, N**C** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²**D** Remote Force 2: 618, N

Obr. 2.15 – Umístění sil ve výpočtovém modelu (pohled 2)

2.3.2 Výsledky

Maximální deformace momentové vzpěry (Obr. 2.16)

Maximální deformace momentové vzpěry je 0,506 mm. Je to však na horní části momentové vzpěry. V ose hřídele je hodnota deformace tedy 0,36212 mm. Do výpočtu však není zahrnut vliv samotného výstupního hřídele, který by výsledek ovlivnil.



Obr. 2.16 – Výsledky deformace výpočtového modelu

Kontrola maximálního dovoleného průhybu výstupního hřídele

Dáno: - délka hřídele od nákrážku na hřídeli ke kraji převodovky $l_{nk}=135\text{mm}$

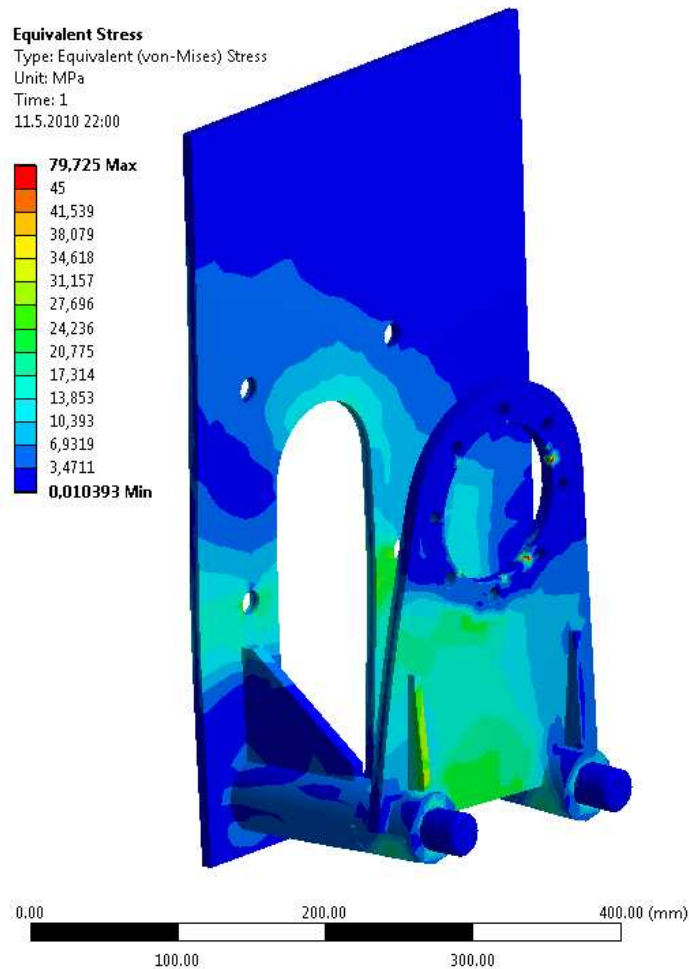
$$y_{\max nk} = (0,001 \div 0,005) \cdot l_{nk} \quad (2.133)$$

Volím:

$$y_{\max nk} = 0,003 \cdot l_{nk} = 0,003 \cdot 135 = 0,405\text{mm} > 0,36212\text{ mm} \text{ vyhovuje}$$

Ekvivalentní napětí v momentové vzpěře (HMH) (Obr. 2.17)

Maximální napětí je v momentové vzpěře je 79,725 MPa. Maximální napětí je v místě připojení převodovky k momentové vzpěře.



Obr. 2.17 – Výsledky ekvivalentního napětí výpočtového modelu

Výsledná bezpečnost

Volím: - materiál momentové vzpěry 11 523, Re=284MPa dle [4] str. 223

- materiál čepů momentové vzpěry 11 600, Re=284MPa dle [4] str. 224

$$k_{MV MKP} = \frac{Re}{\sigma_{MKP MV}} = \frac{284}{79,725} = 3,56 \quad (2.134)$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje, je větší než doporučená $k = (1,5 \div 2,5)$.

Protože výsledná bezpečnost momentové vzpěry je při maximálním napětí, které bylo vypočteno, předpokládám, že bezpečnost čepů momentové vzpěry bude vyšší, neboť jsou z materiálu o stejné mezi kluzu.

3 Závěr

Zadání diplomové práce se mi podařilo splnit. Navrhl jsem zařízení pro zkoušení šnekových převodovek společnosti TOS Znojmo řady MKT a to tak aby ho bylo možno používat pro velikosti převodovek 63,75 a 90.

Pro návrh jsem na začátku předběžně zkontroloval rozměry hřídelů podle rozměrů nábojů převodovek, abych věděl jak velký koeficient přetížení. Koeficient přetížitelnosti pro další výpočet jsem následně zvolil 2,1.

Potom jsem zvolil typ lana a vypočetl jeho průměr. Zvolil jsem lano o průměru $d_l=7\text{mm}$ typu Perfekt TK12G 3CY, EN 12 385-4, jmenovité pevnosti drátů $\sigma_p=1770\text{ N/mm}^2$ od firmy Lana Baránek s.r.o. Z rozměrů lana jsem vypočetl charakteristické rozměry lanového bubnu a spočítal minimální tloušťky stěn bubnu. Následně jsem vypočetl hmotnosti a počet závaží.

V další kapitole jsem provedl kontrolu mnou navrhnutých součástí. Nejdříve jsem spočítal životnost ložisek. Obě ložiska vyhovují požadavku na minimální trvanlivost ložiska 30 000 hodin.

Nakonec jsem provedl statickou a dynamickou kontrolu dutého hřídele a hřídele lanového bubnu a statickou kontrolu výstupních hřídelů převodovek. Při těchto výpočtech vyšla nejmenší bezpečnost 1,17 a to v drážkování výstupního hřídele pro převodovku MKT 90. Bezpečnost je sice menší než doporučená hodnota $k = (1,5 \div 2,5)$, avšak vzhledem k tomu, že se jedná o bezpečnost při 2,1 násobném přetížení proti zadanému maximálnímu krouticímu momentu pro danou převodovku, považuji vypočtenou bezpečnost za dostatečnou.

Potom jsem zkontroloval deformaci a maximální ekvivalentní napětí momentové vzpěry převodovky, jestli nedochází k nadměrnému průhybu výstupního hřídele převodovky. Průhyb hřídele byl 0,36212 mm, kdy uvažována délka hřídele, na které se hřídel ohýbá je 135 mm. Hodnota průhybu tedy vyhovuje dovolenému rozsahu $y_{\max nk} = (0,001 \div 0,005) \cdot l_{nk}$.

Pro snímání polohy závaží (a přepínání smyslu otáčení převodovky) jsem zvolil enkoder společnosti US Digital typ H1-100-I-D. Jedná se o bezkontaktní optický snímač, díky čemuž je zaručena vysoká spolehlivost. Jako záložní zařízení pro přepnutí smyslu otáčení převodovky jsem zvolil koncový spínač společnosti Stromag Brno řady 51 typ 29 BM H 6 99. Jedná se o rotační koncový snímač. Enkoder je umístěn v uvnitř toho spínače a připojen pomocí spojky na jeho hřídel.

4 Literatura

- [1] Boháček F.: *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*. Vysoké učení technické v Brně, Ostrava, 1983
- [2] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. VŠB – TECNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] Kříž R., Vávra P.: *Strojírenská příručka 6.svazek*, SCIENTA, spol. s.r.o., Praha, 1995, ISBN 80-85827-88-3
- [4] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: *Strojnické tabulky*. Scientia, spol. s.r.o., Praha, 2000, ISBN 80-7183-164-6
- [5] Němček M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů-spoje*, Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2002, 111 s., ISBN 80-248-0050-0.
- [6] Moravec V., Havlík J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, Ostrava, skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, 72 s., ISBN 978-80-248-0878-9.
- [7] Remta F., Kupka L.: *Jeřáby I. díl*. Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1974
- [8] Remta F., Kupka L.: *Jeřáby II. díl*. Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1958
- [9] Kříž R., Trčka J.: *Tabulky materiálů pro strojírenství I. kovové materiály – železné kovy*. MONTAREX a.s., Český Těšín, 1999, 349 s., ISBN 80-85780-92-5
- [10] Boháček F.: *Části a mechanismy strojů II, Hřídele, tribologie, ložiska*. Vysoké učení technické v Brně, Ostrava, 1983
- [11] Mlynář V. a kolektiv: *Části strojů, převody – 2. část*. Moravské tiskárenské závody, Opava, 1976
- [12] Internet: katalog ložisek firmy SKF: www.skf.cz
- [13] Internet: katalog lan firmy Lana Baránek s.r.o.: www.lana.cz
- [14] Internet: katalog převodovek firmy TOS Znojmo: www.tos-znojmo.cz
- [15] Internet: katalog spojek firmy Stromag Brno: www.stromag.cz/cs/c/spojky
- [16] Internet: katalog koncových spínačů Stromag Brno: www.stromag.cz/cs/c/oncove-spinace
- [17] Internet: katalog elektromotorů firmy Siemens: www1.siemens.cz
- [18] Internet: katalog enkoderů firmy US Digital: <http://usdigital.com>